

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Кафедра технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ Э. А. Петровский

« _____ » _____ 2016 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело», профиль 21.03.01.07
«Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового
производства»

Разработка электрического привода для управления запорным устройством
трубопроводов диаметром 80 мм

Научный руководитель _____ доцент, к.т.н А.К. Данилов

Выпускник _____ А.В. Стрелковская

Красноярск 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Обзор существующих конструкций задвижек.....	8
1.1 История развития запорной арматуры.....	8
1.2 Задвижки.....	13
2 Обзор существующих конструкций приводов для управления запорным устройством.....	15
2.1 Классификация приводов.....	15
2.1.1 Устройство электрического привода.....	15
2.2 Обзор конструкций редукторов для электрического привода.....	17
2.2.1 Червячный редуктор.....	17
2.2.2 Планетарный редуктор.....	20
2.2.3 Цилиндрический редуктор.....	23
2.3 Патентный обзор конструкций электрических арматурных приводов...	25
2.3.1 RU 2073158 «Привод запорной трубопроводной арматуры».....	25
2.3.2 RU 2170871 «Электропривод запорной арматуры».....	27
2.3.3 RU 2419018 «Электропривод запорной арматуры».....	30
2.4 Выводы.....	32
3 Применение синтетических материалов в машиностроении.....	33
4 Выбор конструкции электрического привода.....	34
4.1 Выбор запорного устройства.....	38
4.2 Выбор конструкции.....	38
4.3 Расчеты.....	42
4.3.1 Расчет усилий для перемещения клина и максимального усилия вдоль шпинделя.....	42
4.3.2 Подбор электродвигателя. Расчет кинематических параметров.....	47
4.3.3 Расчет цилиндрической зубчатой передачи и построение эвольвенты.....	48

4.3.4 Выбор и расчет эксцентрикового механизма.....	51
4.4 Проектирование передач.....	55
4.5 Технология изготовления вала.....	56
4.6 Выводы.....	58
5 Техническое обслуживание электропривода.....	60
5.1 Смазка электропривода.....	61
5.1.1 Классификация смазок.....	63
5.2 Планово-предупредительный ремонт.....	65
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	71
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	72

ВВЕДЕНИЕ

Задвижки – это самый распространенный вид запорной арматуры. Применяются они практически на каждом технологическом и транспортных трубопроводах диаметрами от 15 мм до 2000 мм. Задвижки малого диаметра – ДУ-80 чаще всего применяются в системах жилищно-коммунального хозяйства, а так же газопроводах и нефтепроводах, объектах энергетики и водоснабжения. Особенно актуально применение задвижек с дистанционным управлением для удаленных участков трубопровода, в тех местах, где человек не в состоянии мгновенно отреагировать на изменение ситуации путем ручного управления арматурой. В настоящее время существует проблема управления потоками жидкости и газа. В первую очередь это связано с тем, что эксплуатируются задвижки с ручным управлением. Основным энергетическим звеном системы управление запорным устройством, обеспечивающий перекрытие запорного устройства является электропривод.

Современные развития систем управления потоками жидкости и газа позволяют разработать устройство, которое обеспечит дистанционное управление запорным устройством и облегчит его обслуживание. На данный момент существует множество электрических приводов, производства разных стран. Но техническое решение системы приводов громоздкие и дорогие для широкого применения. В настоящее время разрабатывают новые приводные системы с возможностью применения эксцентрикового редуктора, который позволит достичь новых технических характеристик. К задачам управления электроприводами относятся: осуществление пуска запорного элемента, торможение, управление положением рабочего органа запорного устройства. Так же при этом должны быть обеспечены наибольшая производительность механизма, наименьшие капитальные затраты, расход электроэнергии, возможность снижения цены на продукцию, упрощение в обслуживании, надежность и долговечность.

Целью работы является разработка специального устройства для переоборудования существующих запорных устройств с ручным управлением на управление с электрическим приводом, связанным с системой дистанционного управления.

Для достижения данной цели необходимо произвести следующие задачи:

- 1 Анализ существующих конструкций приводов для управления запорными устройствами малого диаметра;
- 2 Обзор применения синтетических материалов в машиностроении;
- 3 Выбор конструкции;
- 4 Компонентные поиски.

Разработка наиболее простой конструкции электрической системы управления запорными устройствами ДУ-80 позволит улучшить технические характеристики системы, уменьшить габаритные размеры и вес, что значительно уменьшит денежные и временные затраты на ремонт и эксплуатацию оборудования. Это способствует широкому применению дистанционного управления задвижками на предприятиях. Разработанная конструкция не требует дополнительного переоборудования стандартных задвижек и обеспечит простоту в обслуживании.

В ходе выполнения выпускной работы была проанализирована информация о конструкциях современных нефтетрубопроводов, запорных арматур и электроприводов. Сформулирована и решена задача по конструированию электропривода.

1 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЗАДВИЖЕК

1.1 История развития запорной арматуры

Промышленная задвижка — одна из составных частей запорной арматуры, и одно из технических изобретений человечества, которое оказало значительное влияние на дальнейшее развитие многих инженерных систем. Впервые, задвижка была изобретена в середине XIX века, легла в основу современного состояния крупнейших индустриальных держав мира.



Рисунок 1 – Задвижка

Первый патент на промышленную задвижку был выдан в 1839 году в США, жителю города Нью-Хэйвена Чарлзу Пекхэму. Не смотря на то что в патенте изделие было обозначено как «клапан для шлюзовых ворот», тем не менее, оно было именно задвижкой.

В тот период времени задвижки проектировались для контроля паровых сред, именно пар в данное время был движущей силой промышленности. На период расцвета паровых двигателей — вторую половину XIX века приходится

и начало деятельности многих пионеров в области производства того, что позже назовут запорной арматурой – а именно клапанов и задвижек для управления и контроля потоками сред. Фамилии их и сейчас у многих на слуху, ведь они входят в названия известных брендов, производящих качественную запорную арматуру.

Это, к примеру, Уильям Теллер Крейн (Crane); Эдмунд Х. Лункен (Lunkenheimer); Уильям Пауэлл (Powell); Х.Г. Ладлоу (Ludlow); Руфус В. Чепмен (Chapman); Чарльз Дженкинс (Jenkins); Дэниел Кеннеди (Kennedy); и Руфус Пратт (Pratt & Cady). Все эти люди запатентовали свои проекты клапанов и основали фирмы, которые позже станут известными предприятиями по изготовлению устройств контроля потока – клапанов, задвижек, и прочей запорной арматуры.

С течением времени другие изобретатели стремились всячески улучшить дизайн и рабочие качества запорных устройств, прежде всего в области диска, седла и корпуса. Так, в 1896 году, Уильям Дженнингс, инженер компании Pratt & Cady запатентовал новую конструкцию седла клапана, которая была основана на резьбовом соединении. Такая конструкция стала стандартной при изготовлении клапана в течение следующих 75 лет, вплоть до того времени, когда достижения в области электросварки сделали конструкцию, скрепляющуюся болтами, устаревшей.

С развитием промышленности увеличивались и требования к запорной арматуре. Показатели предельного давления и температур все увеличивались, и новые задвижки должны были этим параметрам соответствовать. Это привело к тому, что мелкие производители уже не могли обеспечивать все более ужесточавшиеся требования к новым изделиям. Часть из них отказывались от производства запорной арматуры, оставшиеся перерастали в крупные и сложные предприятия с полным циклом производства.

Также, повышение рабочих температур и давлений оказало значительное влияние и на материалы, из которых изготавливались задвижки. Со скромными показателями температуры и давления вполне справлялись клапаны из обычной

стали, чугуна, или меди. Но, в период 1915-1925 годов, показатели температуры и давления выросли настолько, что традиционные материалы их уже не выдерживали. В производстве задвижек стали использоваться новые сплавы, такие, как хром и молибден. В тоже время дизайн и внешний вид корпуса задвижки окончательно принял современную форму.

Следующий большой этап в развитии запорной арматуры связан с развитием химической и нефтехимической промышленности. Среда стали более агрессивными, из-за коррозии арматура часто приходила в негодность. Решение этих проблем вызвало к жизни множество новых сплавов, таких как Хастеллой (Hastelloy), Аллой 20 (Alloy 20) и Инконель (Inconel). Последний большой шаг вперед в дизайне задвижки произошел в начале 1940-х годов с изобретением уплотнения крышки. Но расцвет производства запорной арматуры пришелся на время войны.

Не смотря на то, что Мировая война являлась всемирным бедствием, тем не менее, она оказала благотворное влияние на промышленность. Военные заказы крайне способствовали росту. Развитие химической, нефтехимической, и нефтеперерабатывающей промышленности, а также рост военного и гражданского судостроения способствовали значительному увеличению спроса на запорную арматуру. Все это привело тому, что темпы роста в арматурной промышленности за пять военных лет превзошли показатели всей первой трети XX века.

Рассмотрим несколько примеров. Для военной авиации требовалось топливо высочайшего качества. И это высочайшее качество было обеспечено путем расширения и модернизации нефтеперерабатывающих заводов. Такая модернизация была бы невозможно без своевременных поставок качественной запорной арматуры. Новые клапаны и задвижки обеспечили управление потоком среды для модернизированных процессов крекинга, позволив получать на выходе бензин с октановым числом 100.

Кроме того промышленная арматура применялась при создании предприятий еще двух важных отраслей военной индустрии – изготовления

толуола для взрывчатки и производства синтетического каучука для автомобильной промышленности

До начала военных действий, покрышки для автомобилей в США изготавливались из натурального каучука, поставлявшегося в страну морским путем. Но с началом войны морские пути снабжения перекрыли немецкие подводные лодки, и перед американскими химиками встала непростая задача – в кратчайший срок изготовить заменитель, не уступающий по своим свойствам натуральному. Задача эта была решена за счет увеличения производства бутадиена. Бутадиен – это побочный продукт нефтепереработки, который является ключевым продуктом для производства синтетического каучука. Его массовое производство было бы невозможно без качественной запорной арматуры.

В результате всех этих действий, нефтехимическая промышленность, находившаяся практически в зародыше в довоенное время, в одночасье выросла в разы, производя вещества, жизненно необходимые для военного строительства. В свою очередь, каждый новый завод требовал огромного количества клапанов, задвижек, и другой запорной арматуры всех возможных типов, размеров и модификаций. Вновь ужесточились требования к качеству изделий – все более повышались показатели давления, температуры и агрессивности сред, что в свою очередь потребовало создания новых сплавов, и новых конструкций клапанов и задвижек.

Другая область промышленности, потребовавшая огромного количества арматуры – это строительство новых магистральных нефтепроводов. Причина строительства была той же, что и в случае с каучуком – немецкий подводный флот. До войны нефть на северо-восток США, где находились основные центры ее потребления, доставлялась из Мексиканского залива. С началом войны этот путь был перекрыт вражескими подлодками. Для решения этой проблемы было предпринято сооружение новых нефтепроводов с юга страны на северо-восток. Так был построен нефтепровод «Большой дюймовый» (Big Inch). Этот нефтепровод мог перекачивать 235 000 баррелей нефти в день. Трубопровод

был усеян запорной арматурой по всей длине в 1475 миль от города Бомонт, (штат Техас) до города Линден, (штат Нью-Джерси). Кроме того, множество клапанов требовалось в насосные станции, расположенные по всей длине нефтепровода. Дополнительные магистральные газопроводы, а также более мелкие вспомогательные линии требовали огромного количества трубопроводной арматуры.

Несмотря на то, что в нефтяной и газовой промышленности использовалось огромное количество арматуры, самыми большими потребителями клапанов и задвижек были корабли военно-морского и торгового флота. Верфи страны произвели более 4000 судов во время войны. Для каждого корабля в среднем требовалось около 2000 наименований клапанов и задвижек. Это означало, что арматурная промышленность изготовила около 10 миллионов клапанов в течение четырех лет. Но значительное увеличение номенклатуры выпускаемой продукции повлекло за собой более жесткие требования к стандартизации изделий. Также этому способствовал усиленный контроль качества со стороны военного ведомства. Были разработаны строгие нормативные требования, которым должны были соответствовать выпускаемые изделия. Они определяли материалы, из которых должны были быть изготовлены клапана, определяли максимальную температуру и давление, которым должна была соответствовать новая продукция. Эта военная стандартизация легла в основу стандартов и спецификаций, разработанных уже после войны.

В послевоенные годы, в связи с разработкой новых типов промышленной трубопроводной арматуры, таких как шаровые и дисковые затворы, промышленность в основном сосредоточилась на выпуске этих новых, инновационных типов арматуры. Конструкция и внешний вид задвижек с тех пор принципиально не менялась. Возможно, этот важный элемент трубопроводной арматуры прошел пик своего развития, но его популярность у инженеров, и экономных снабженцев предприятий по-прежнему высока, ведь

основное преимущество задвижки – высокая надежность при небольшой стоимости.

1.2 Задвижки

Задвижка представляет собой запорную арматуру, в которой затвор в виде диска или клина перемещается вдоль уплотнительных поверхностей перпендикулярно оси потока. При малых давлениях обычно используют параллельные задвижки (Рисунок 2, а), при больших – клиновые (Рисунок 2, б).

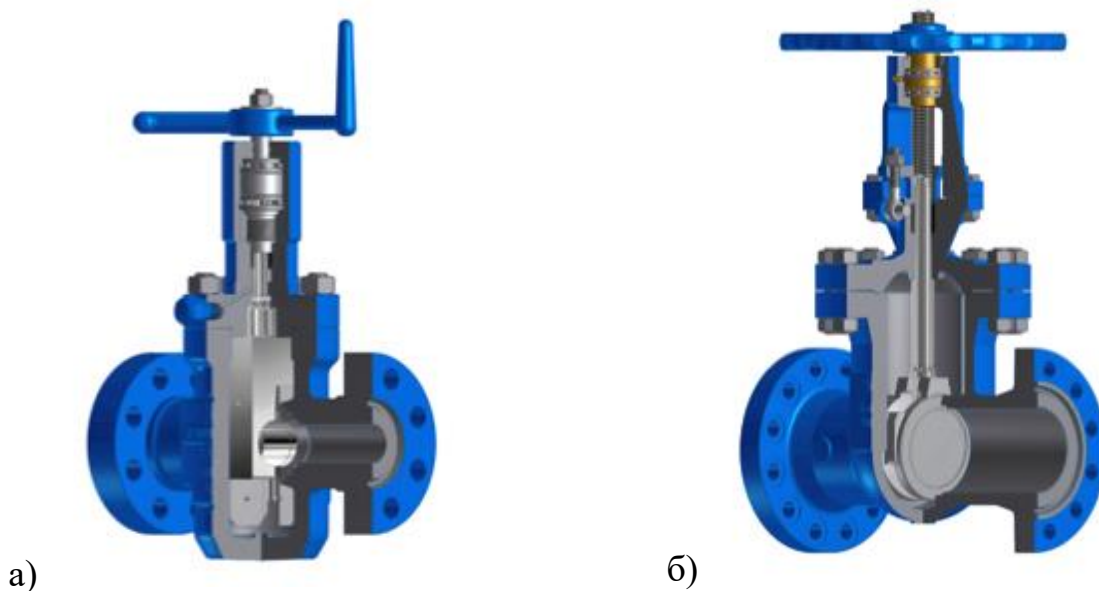


Рисунок 2 – Производственные задвижки: а) параллельная; б) клиновая

По характеру движения шпинделя различают задвижки с выдвижным шпинделем, который при открывании задвижки перемещается поступательно, и с невыдвижным шпинделем, который при работе совершает только вращательное движение. В последнем случае при вращении шпиндель вворачивается в тело клина. В параллельных задвижках запорным органом является шибер, состоящий из двух симметричных тарелок, между которыми

помещается клин; последний при опускании тарелок распирает их, прижимая к уплотняющим поверхностям корпуса.

В клиновых задвижках с неподвижным шпинделем при опускании или подъеме клина он перемещается вдоль уплотнительных колец седла, закрывая или открывая задвижку. Шпиндель, при вращении которого обеспечивается поступательное движение клина, имеет нарезку, входящую в скрепленную с клином ходовую гайку. Уплотнение шпинделя манжетное.

Для закрытия или открытия задвижек необходимо большое число оборотов шпинделя, поэтому задвижки большого диаметра снабжают, как правило, электроприводом. Параллельные задвижки, предназначенные для водопроводов можно выполнять с пневмо- или гидроприводом.

В ходе выполнения выпускной работы было решено разрабатывать конструкцию электрического привода для задвижки диаметром 80 мм.

2 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИВодОВ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ЗАПОРНЫМ УСТРОЙСТВОМ

2.1 Классификация приводов

Электрический привод арматуры – это устройство, которое служит для механизации и автоматизации трубопроводной арматуры. Широко применяются во всех отраслях промышленности, играя важную роль во многих технологических процессах. В основном электроприводы используют для дистанционного управления запорными устройствами, которые находятся на больших расстояниях от пункта управления, открытия и закрытия, для постоянного регулирования, диагностики и определения положения рабочего органа.

По конструкции редуктора приводы делят на:

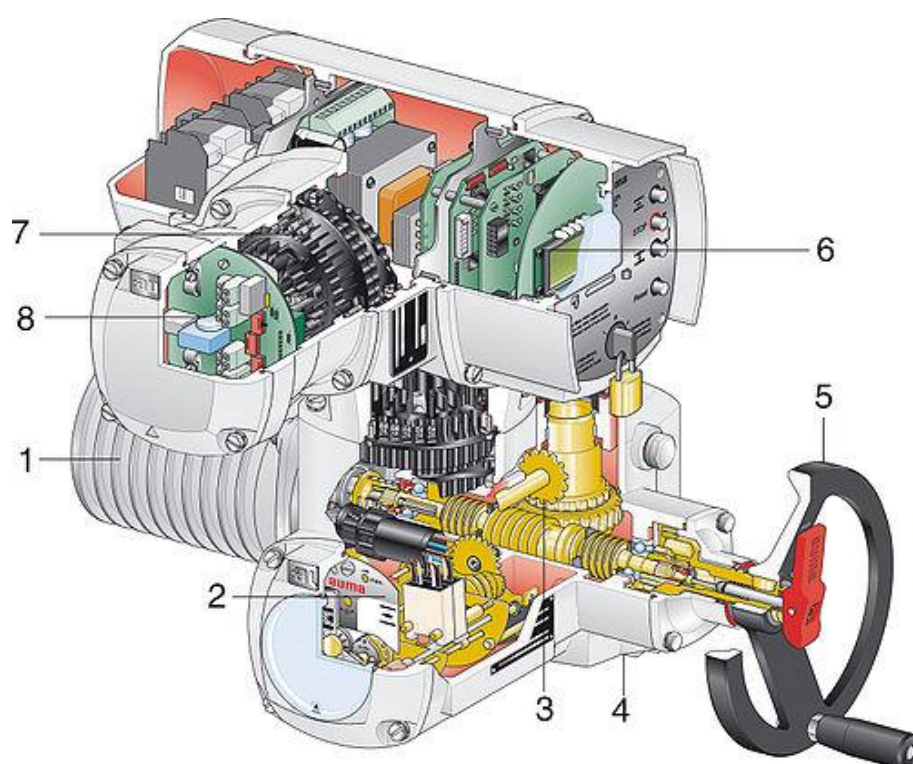
- Червячные;
- Планетарные;
- Цилиндрические;
- Кулисно-винтовые;
- Сложные (состоят из двух или более типов передач).

Подбор технико-экономических характеристик электрического привода для запорной арматуры во многом зависит от нужд производства, условий эксплуатации и требуемой степени автоматизации. Так или иначе, они обеспечивают удобство и эффективность работы с трубопроводной арматурой.

2.1.1 Устройство электрического привода

Источником движения в электрических приводах является двигатель (1). Чаще всего используются двигатели переменного тока. Силовое ограничительное устройство (2) определено для предупреждения поломки или перегрузки арматуры. Порой совместимо с тормозным устройством. Путевые

выключатели (2) служат для подачи сигнала положения рабочего органа задвижки. Так же отключения двигателя от источника энергии, блокировки работы двигателя с работой других механизмов. Редуктор (3) предназначен для преобразования вида механического движения и скорости выходного элемента электрического двигателя в соответствии с назначением управляемой арматуры. Крепление к арматуре (4) чаще всего состоит из фланцевого соединения, которое жестко скрепляет корпус привода с запорным устройством, и муфты, соединяющей валы привода и арматуры.



1 – электродвигатель; 2 – силовое ограничительное устройство и путевые выключатели; 3 – редуктор; 4 – крепление к арматуре; 5 – ручной дублер; 6 – указатель положения и датчики привода; 7 – электрические соединения; 8 – подключение промышленной сети

Рисунок 3 – Разрез электрического привода арматуры

Ручной дублер (5) необходим для управления запорным устройством при ремонтных работах, а также при отсутствии электрической энергии для

двигателя. Оснащен переключателем в ручное положение для исключения травмирования рабочего персонала, если во время ручного управления привод будет подключен к питанию. Указатель положения (6) предназначен для местного указания уровня открытия арматуры в любой момент времени. Датчик положения рабочего органа (6) используется на запорной арматуре для дистанционного указания уровня открытия арматуры в данный момент времени, а на регулирующей – как элемент обратной связи (по положению регулирующего органа).

К электрическим соединениям (7) подключают кабель питания арматуры и кабель, по которому поступают сигналы от устройств и датчиков арматуры. В наше время многие современные электрические приводы снабжают входами (8) для коннекторов промышленных сетей.

2.2 Обзор конструкций редукторов для электрического привода

2.2.1 Червячный редуктор

Редуктор называется червячным по виду червячной передачи, находящейся внутри редуктора, передающей и преобразующей крутящий момент. Винт, который лежит в основе червячной передачи, внешне похож на червяка, отсюда и название. Червячный редуктор может быть с одной или более механическими планетарными передачами. В червячном редукторе увеличение крутящего момента и уменьшение угловой скорости выходного вала происходит за счет преобразования энергии, заключенной в высокой угловой скорости и низком крутящем моменте на входном валу. Червячные передачи относятся к зубчато-винтовым. Если в зубчато-винтовой передаче углы наклона зубьев принять такими, чтобы зубья шестерни охватывали её вокруг, то эти зубья превращаются в витки резьбы, шестерня — в червяк, а передача — из винтовой зубчатой в червячную.



Рисунок 4 – Червячный редуктор

Ведущее звено червячной передачи в большинстве случаев — червяк, а ведомое — червячное колесо. Обратная передача зачастую невозможна — КПД червячного редуктора в совокупности с передаточным отношением вызывают самостопорение редуктора.

Преимущество червячной передачи по сравнению с винтовой зубчатой в том, что начальный контакт звеньев происходит по линии, а не в точке. Угол скрещивания валов червяка и червячного колеса может быть любым, но обычно он равен 90° . В отличие от косозубого колеса обод червячного колеса имеет вогнутую форму, способствующую некоторому облеганию червяка и соответственно увеличению площади контактных поверхностей. Различают два основных вида червячных передач: цилиндрические, или просто червячные, передачи (с цилиндрическими червяками) и глобоидные (с глобоидными червяками).

Преимущества приводов червячного типа:

1) Компактные габариты – валы редуктора червячного типа соединяются, что способствует более удобной сборке привода в середине корпуса, так как передача занимает намного меньше места по сравнению с теми же цилиндрическими редукторами;

2) Повышенный уровень передаточных чисел – способствует увеличению возможностей для снижения частоты вращения и увеличения крутящего момента, нежели в редукторах с иными типами передач.

Получение подобных передаточных чисел возможно лишь в новейших трехступенчатых редукторах.

Впрочем, редукторы червячные используют для достижения подобных показателей лишь одну ступень, что становится гарантией простоты в эксплуатации и возможности приобретения агрегатов по сравнительно невысокой стоимости;

3) Бесшумность работы – высокий уровень сцепления обеспечивает отсутствие посторонних, навязчивых шумов во время работы;

4) Плавный ход – системы червячного редуктора обладают способностью к вращению в обоих направлениях, а также к максимально плавному торможению;

5) Наличие системы самоторможения – при отсутствии движения передачи, редуктор червячный замедляет ведущий вал до уровня полного торможения с ограничением возможности для свободного вращения.

Данный механизм вступает в силу при достижении передаточных чисел с показателем в 35 и более. В то же время, определяющее значение при активизации самоторможения имеет угол подъема червяка.

Недостатки, которыми отличаются червячные редуктора:

1) Пониженный уровень коэффициента полезного действия – является результатом повышения показателей передаточного соотношения и потери энергии. Вызван подобный недостаток высоким трением, возникающим при вращении винтов;

2) Перегрев – возникает в случаях, когда редуктор червячный одноступенчатый сохраняет избыток кинетической энергии с отсутствием возможности для полной ее передачи посредством червяка;

3) Наличие ограничений в области передаточной мощности. Решение купить червячный редуктор нельзя назвать рациональным при необходимости

обеспечения мощности на уровне 60 кВт. Если говорить о рекомендуемой мощности для червячных редукторов, то данный показатель не должен превышать предел в 15 кВт;

4) Определенным люфтом выходных валов обладает каждый редуктор червячный двухступенчатый. Причем, в случае с червячным типом передачи люфт значительно более заметный и может прогрессивно увеличиваться в процессе интенсивной эксплуатации;

5) Сравнительно непродолжительный срок службы в результате быстрого износа при трении в соединениях. В среднем червячный одноступенчатый редуктор подлежит эксплуатации на протяжении 10 000 часов.

2.2.2 Планетарный редуктор

Редуктор называется планетарным из-за планетарной передачи, находящейся в редукторе. Планетарная передача — механическая передача вращательного движения, за счёт своей конструкции способная в пределах одной геометрической оси вращения изменять, складывать и раскладывать подводимые угловые скорости и/или крутящий момент.

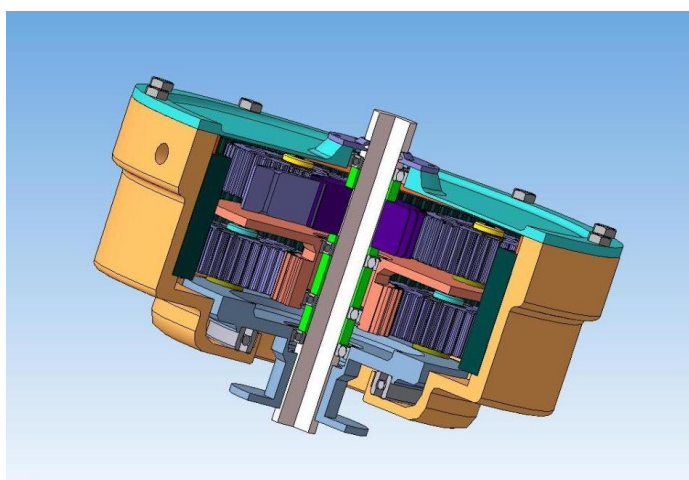
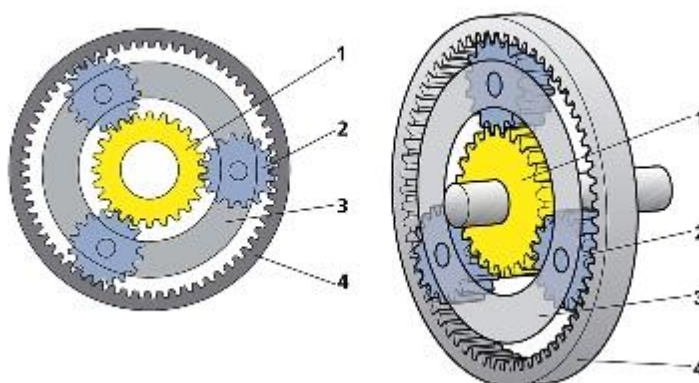


Рисунок 5 – Планетарный редуктор в разрезе

Конструктивно планетарная передача представляет собой набор взаимозацепленных зубчатых колёс (не менее 4-х), часть из которых (не менее 2-х) имеет общую геометрическую неподвижную ось вращения, а другая часть (не менее 2-х) имеет подвижные оси вращения, концентрически вращающиеся на так называемом «водителе» вокруг неподвижной. Зубчатые колёса на неподвижной оси всегда связаны друг с другом не напрямую, а через зубчатые колёса на подвижных осях, а ввиду того, что вторые способны не только вращаться относительно первых, но и обкатывать их, тем самым передавая поступательное движение на водило, все звенья передачи, на которые можно подавать/снимать мощность получают возможность вращаться дифференциально, с тем лишь условием, что угловая скорость любого такого звена не абсолютно хаотична, а определяется угловыми скоростями всех остальных звеньев.



1 – солнечная шестерня; 2 – сателлитовая шестерня; 3 – водило; 4 – коронная шестерня

Рисунок 6 – Устройство планетарной передачи

В зависимости от кинематической схемы привода вращение может подводиться к любому элементу редуктора и сниматься с любого другого. При этом третий элемент должен быть заторможен. Меняя схему подвода и снятия крутящего момента в рамках одной планетарной передачи можно получать

разные передаточные числа и направления вращения. Эта возможность используется в планетарных коробках передач.

Поскольку планетарные редуктора являются соосными, а в их конструкции используются зубчатые колеса, то их целесообразно сравнивать с цилиндрическими редукторами.

К преимуществам относятся:

- 1) Пониженная шумность;
- 2) Компактность;
- 3) Малая нагрузка на опоры редуктора;
- 4) Меньшая нагрузка на зубья колес;
- 5) Повышенное передаточное отношение.

Поскольку в передаче усилия участвует большее число зубьев, нагрузка на каждый из них приходится меньше, что напрямую влияет на их срок службы. Также особенности конструкции планетарного редуктора, в частности расположение сателлитов, приводит к тому, что возникающие в нем силы взаимно компенсируются, из-за чего нагрузка на опоры падает. Плотная компоновка элементов редуктора приводит к уменьшению его габаритов, а условия зацепления зубьев шестерней – к снижению шумности.

К недостаткам относятся:

- 1) Сложность в изготовлении;
- 2) Снижение КПД при передаче больших нагрузок.

Наибольшим недостатком планетарных редукторов является сложность их изготовления и монтажа. Незначительные отклонения в деталях или ошибки при монтаже могут привести к серьезным проблемам при эксплуатации вплоть до поломки редуктора. Причина второго недостатка кроется в возросшей площади контакта зубьев по сравнению с аналогичными по передаваемой мощности цилиндрическими редукторами. Если при малых передаваемых мощностях разница в КПД почти не ощутима, то с их возрастанием также увеличиваются потери на трение, что и приводит к снижению КПД.

2.2.3 Цилиндрический редуктор

Цилиндрический редуктор – это механизм, который преобразует высокую угловую скорость вращения входного вала в низкую на выходном валу. При этом крутящий момент на выходном валу возрастает пропорционально уменьшению скорости вращения.

Цилиндрический редуктор представляет собой одну или несколько последовательно соединенных цилиндрических передач, заключенных в общий корпус. Редуктор имеет входной и выходной валы, которые посредством муфт или иных соединительных элементов соединяются с двигателем и рабочей машиной соответственно. В свою очередь цилиндрическая зубчатая передача представляет собой пару зубчатых колес, находящихся в зацеплении друг с другом.

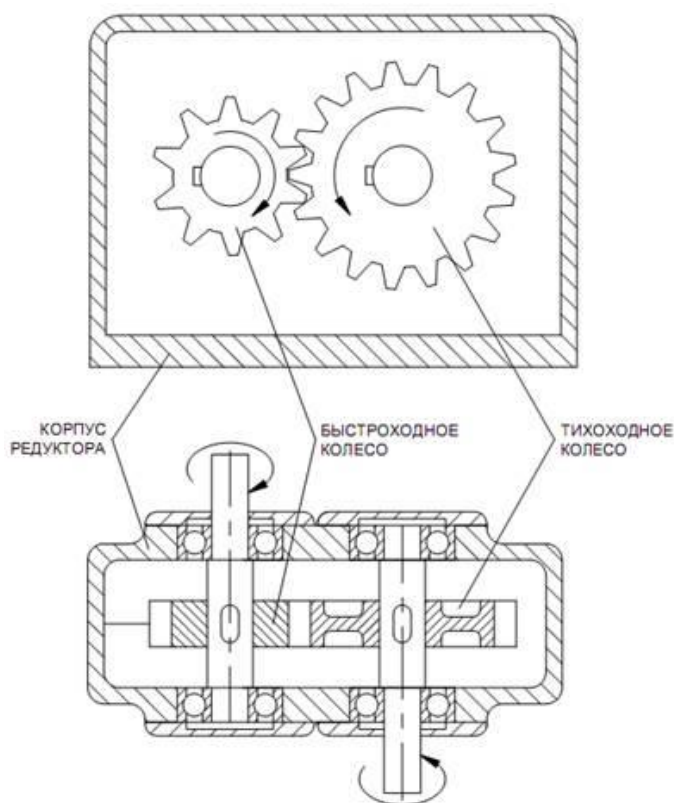


Рисунок 7 – Цилиндрический редуктор

Когда к входному валу прикладывается вращающий момент, он, как и закрепленное на нем зубчатое колесо, приводится в движение. Посредством цилиндрической передачи усилие передается от колеса входного вала к колесу, находящемуся с ним в зацеплении. Колеса изготавливаются разных диаметров и с разным количеством зубьев, причем колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, а с большим – колесом. Вращающий момент последовательно передается с входного вала на промежуточный, а с промежуточного на выходной (в случае двухступенчатого редуктора).

Преимущества:

1) Данные механизмы обладают очень высоким КПД. Пожалуй, цилиндрическая зубчатая передача обладает самым высоким КПД – около 98%, и не зависит от передаточного отношения. Таким образом, он имеет очень хорошие показатели экономичности.

2) Они способны передавать большую мощность почти без потерь.

3) Относительно невысокий люфт выходного вала позволяет использовать их в приводах позиционирующих устройств. Кинематическая точность редукторов цилиндрического типа значительно выше, чем у червячного типа.

4) Вследствие высокого КПД, цилиндрический редуктор обладает невысоким нагревом корпуса. Практически вся энергия передается от источника потребителю, и не рассеивается.

5) При любом передаточном отношении они обладают высокой обратимостью (отсутствие самоторможения). У любого механизма цилиндрического типа выходной вал можно провернуть.

6) Цилиндрические редукторы демонстрируют уверенную работу даже при неравномерных нагрузках, а так же в условиях частых пусков-остановов. Таким образом, целесообразно использовать в приводах шредеров, измельчителей, дробилок и других машин, работающих с ударной нагрузкой.

7) Обладают высокой надёжностью. Ресурс, как правило, составляет не менее 25000 часов.

8) Большая степень вариативности зубчатых передач позволяет подобрать редуктор с оптимальным передаточным отношением.

Недостатки:

1) Очень низкое передаточное число одной ступени редуктора. Передаточное отношение одноступенчатого цилиндрического редуктора не может превышать 1:6,3. Следовательно, для получения более высокого передаточного отношения необходимо увеличивать количество ступеней, а это ведёт к увеличению габаритов. Даже одноступенчатый механизм с передаточным отношением 1:5 имеет внушительные размеры.

2) Высокий уровень шума. Механизмы цилиндрического типа имеют более высокие шумовые характеристики по сравнению с редукторами червячного типа.

3) Отсутствие самоторможения в некоторых случаях является недостатком, когда недопустим поворот выходного вала под воздействием внешней нагрузки. Вследствие чего необходима установка дополнительных устройств для устранения этого явления.

2.3 Патентный обзор конструкций электрических арматурных приводов

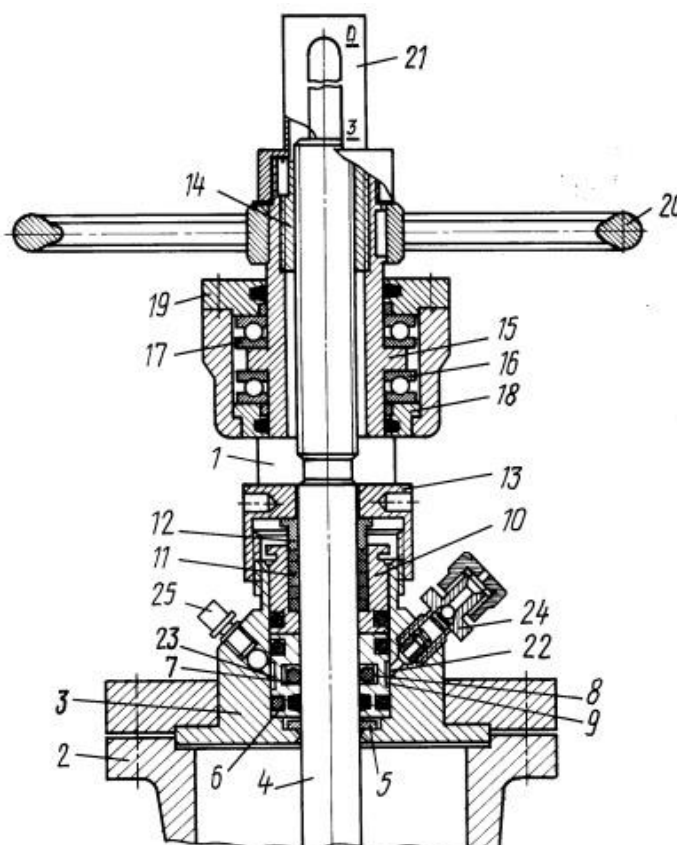
2.3.1 RU 2073158 «Привод запорной трубопроводной арматуры»

Известен привод клапана, который состоит из двух штоков, имеющих наклонные пазы, через которые проходит общая ось (1). Данная конструкция имеет низкую степень ремонтпригодности, т.е. невозможна замена ни сальникового уплотнения, ни детали привода без снятия давления среды при подаче последней на тарелку и без разгерметизации клапана.

Известна также задвижка (2) привод которой состоит из сальникового уплотнения, подшипникового узла, ручного привода и указателя хода. Для

ремонта привода, замены уплотнения необходима также разгерметизация задвижки.

Перед создателями стояла задача улучшить такие показатели как степень ремонтпригодности привода, путем введения возможности замены сальникового уплотнения, подшипникового узла без разгерметизации арматуры.



1 – бугельная крышка; 2 – корпус; 3 – крышка; 4 – шпиндель; 5 – грязесъемное кольцо; 6 – обойма; 7 – внутренняя кольцевая канавка; 8 – резиновое кольцо; 9 – наружная кольцевая канавка; 10 – сальниковый узел; 11 – манжетное уплотнение; 12 – втулка сальника; 13 – крышка сальника; 14 – ходовая гайка; 15 – втулка; 16, 17 – упорные шарикоподшипники; 18 – опорная плита; 19 – крышка; 20 – маховик; 21 – указатель хода; 22, 23 – каналы; 24 – нагнетательный клапан; 25 – спускной клапан

Рисунок 8 – Продольный разрез привода

Технический результат был достигнут тем, что в приводе запорной трубопроводной арматуры, содержащей соединенный с корпусом арматуры бугель, в нижней части которого размещено сальниковое уплотнение шпинделя арматуры, поджатое через втулку крышкой сальника, а в осевом отверстии верхней части - подшипниковый узел, связанный с ходовой гайкой, взаимодействующей со шпинделем, между бугелем и корпусом установлена крышка, в которой размещено сальниковое уплотнение и обойма с двумя соединенными между собой кольцевыми канавками, во внутренней канавке, обращенной к шпинделю, расположена резиновая манжета с квадратным сечением, а наружная канавка сообщена с выполненными в крышке каналами, в которых установлены нагнетательный и спусковой клапаны.

Кроме того, привод отличается тем, что диаметр отверстия под подшипниковый узел больше наружного диаметра крышки сальника.

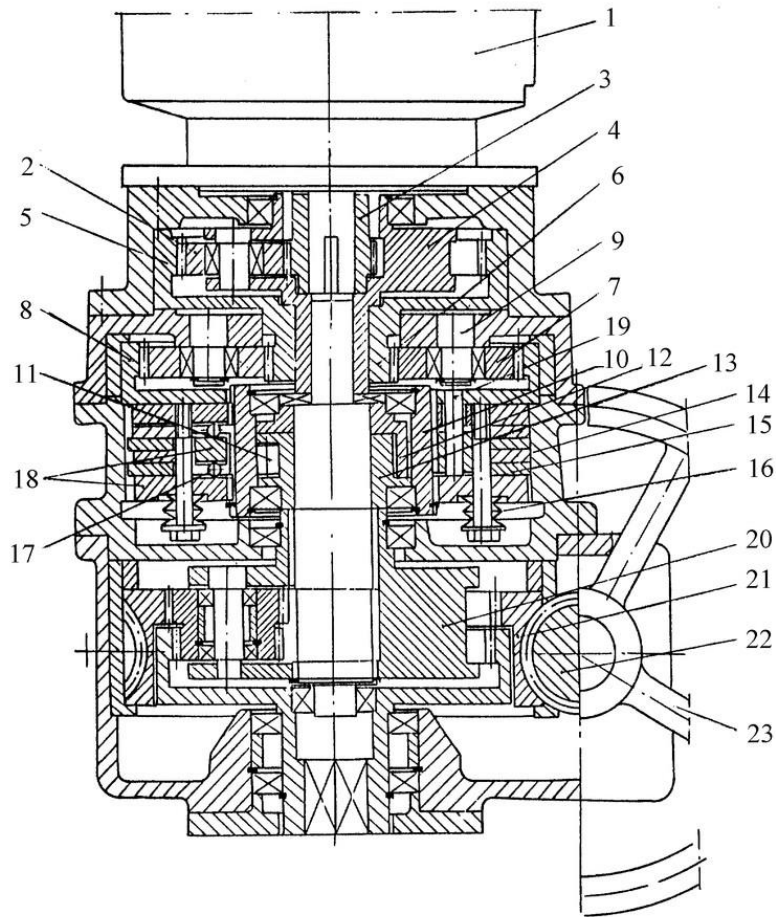
Так же, данный привод отличается от аналога тем, что крышка сальника выполнена цилиндрической с радиальным расположением глухих отверстий на наружной поверхности. На рисунке 8 изображен продольный разрез привода.

2.3.2 RU 2170871 «Электропривод запорной арматуры»

Данное изобретение относится к электромеханическим механизмам управления запорными устройствами и может быть использовано для изменения положения исполнительных органов запорной арматуры (задвижки, краны, заслонки и т.п.), которые установлены на трубопроводах.

Существует электрический привод запорной арматуры, который содержит электродвигатель, редуктор, основной планетарный механизм с водилом, замыкающий планетарный механизм с водилом, червячную передачу ручного управления, муфту свободного хода и фрикционную муфту с механизмом размыкания. Водило замыкающего планетарного механизма выполнено с упорами, имеющими возможность контакта с механизмом размыкания фрикционной муфты. Муфта свободного хода и подвижные диски

фрикционной муфты установлены с угловым зазором, причем между водилом замыкающего планетарного механизма и червячным колесом установлены упругие элементы, которые выполнены в виде пружин.



1 – электродвигатель; 2, 3, 5 – шестерни основного планетарного механизма; 4 – водило; 6 – шестерня замыкающего планетарного механизма; 7 – промежуточная шестерня; 8 – эпициклическое колесо; 9 – ось; 10 – обойма муфты свободного хода; 11 – ролики; 12 – управляющая вилка; 13 – звездочка; 14 – неподвижные и подвижные диски фрикционной муфты; 15 – стягивающие шпильки; 16 – пружины; 17 – шарики механизма управления; 18 – диски с наклонными поверхностями; 19 – управляющие штифты; 20 – редуктор; 21 – шестерня; 22 – червяк; 23 – штурвал

Рисунок 9 – Общий вид электрического привода в разрезе

Проанализировав электрический привод, можно сделать выводы. Эта конструкция привода более удачна по сравнению с аналогами, однако есть важный недостаток. В электроприводе затруднен переход с одной скорости на другую при заклиненной муфте свободного хода, т.к. угловой зазор между обоймой и фрикционными дисками должен быть всегда больше угловых зазоров между элементами кинематической цепи в запорной арматуре, которые невозможно определить заранее. Помимо того, нагрев дисков фрикционной муфты вследствие высокой скорости проскальзывания, которая обусловлена расположением ее на входном валу, а также сложность конструктивного исполнения подвижной опоры промежуточной шестерни, замыкающей передачи с радиально расположенными в ней упругими пружинами оказывают влияние на работу электропривода при его переключениях.

Перед авторами стояла задача создать электропривод запорной арматуры с автоматическим изменением скорости и устранить недостатки прототипа.

Это было решено за счет того, что в электроприводе запорной арматуры, содержащем электродвигатель, редуктор, основной планетарный механизм с водилом, замыкающий планетарный механизм, червячную передачу ручного управления, муфту свободного хода и фрикционную муфту с механизмом управления, ось промежуточной шестерни замыкающего планетарного механизма установлена неподвижно, эпициклическое колесо замыкающего планетарного механизма соединено с обоймой муфты свободного хода через механизм управления фрикционной муфтой, а звездочка муфты свободного хода установлена на выходном валу основного планетарного механизма.

2.3.3 RU 2419018 «Электропривод запорной арматуры»

Рассматриваемое изобретение относится к области трубопроводного транспорта и может применяться для изменения положения исполнительных органов запорной арматуры, такие как задвижки, краны, заслонки и др.

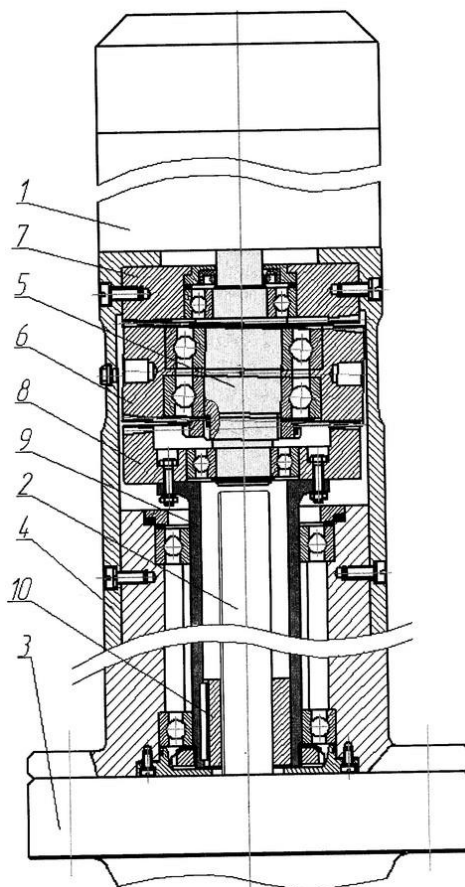
Известен электропривод запорной арматуры (Пат. 2170871 RU, МПК 7 F16K 31/05, опубл. 2001.07.20).

Он содержит электродвигатель, редуктор, основной планетарный механизм с водилом, замыкающий планетарный механизм, червячную передачу ручного управления, муфту свободного хода и фрикционную муфту с механизмом управления. Ось промежуточной шестерни замыкающего планетарного механизма установлена неподвижно. Эпициклическое колесо замыкающего планетарного механизма соединено с обоймой муфты свободного хода через механизм управления фрикционной муфтой. А звездочка муфты свободного хода установлена на выходном валу основного планетарного механизма.

Этот электрический привод запорной арматуры обеспечивает работоспособность с любыми условиями нагрузки, что является одним из достоинств. Но так же присутствует ряд недостатков данной конструкции. Недостатком данного электропривода запорной арматуры является наличие планетарного механизма, который имеет повышенные габариты и массу при реализации больших передаточных отношений, особые требования при сборке, высокую стоимость изготовления и эксплуатации.

Данная конструкция электропривода позволяет передавать вращающий момент на приводной вал несколькими одинаковыми потоками мощности при уменьшении габаритов привода, однако наличие двух пар червячных передач приводит к значительному снижению коэффициента полезного действия электропривода и малой нагрузочной способности ввиду скольжения элементов червячной пары.

Перед авторами стояла задача - возможность использования в приводной части запорной арматуры цилиндрических передач путем применения редуктора, обладающего высокой нагрузочной способностью.



1 – реверсивный электродвигатель; 2 – выдвижной шпиндель; 3 – шибер задвижки; 4 – корпус редуктора; 5 – приводной эксцентриковый вал; 6 – коническая двухвенцовая шестерня; 7 – коническое колесо; 8 – коническая муфта; 9 – выходной полый вал; 10 – ходовая гайка

Рисунок 10 – Схема электропривода запорной арматуры

Технический результат был достигнут. Расширение кинематических возможностей привода запорной арматуры, а именно снижение частоты вращения вала электродвигателя для подъема шибера задвижки при малых габаритах и массе привода.

Указанный технический результат был достигнут за счет того, что в электроприводе запорной арматуры, содержащей реверсивный электродвигатель, выдвижной шпиндель, соединенный с шибером задвижки, расположенный между электродвигателем и выдвижным шпинделем редуктор, состоящий из корпуса, приводного эксцентрикового вала, конической

двухвенцовой шестерни, конического колеса, конической муфты, выходного полого вала, обеспечивающего соосность с выдвижным шпинделем, таким образом, что коническое колесо соединено с корпусом и сопряжено с венцом двухвенцовой шестерни, а коническая муфта соединена с выходным полым валом, в нижней части которого закреплена ходовая гайка, и одновременно сопряжена с венцом двухвенцовой шестерни.

2.4 Выводы

Изучив устройство и принцип работы электрического привода для запорных устройств, и проанализировав несколько вариантов конструкций редукторов, можно выделить ряд недостатков и достоинств. Целесообразней всего было бы использовать в основе электропривода планетарную передачу или цилиндрическую. Но цилиндрический редуктор имеет низкое передаточное число одной ступени, следовательно, для получения более высокого передаточного отношения необходимо увеличивать количество ступеней, а это ведет к увеличению габаритов механизма. Одна из главных проблем электрических приводов – габаритные размеры конструкции, что в итоге приводит к высокой стоимости, а это препятствует широкому применению дистанционного управления на производствах.

3 ПРИМЕНЕНИЕ СИНТЕТИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ В МАШИНОСТРОЕНИИ

В настоящее время полимеры занимают одно из ведущих мест среди конструкционных материалов для машиностроения. Так, потребление пластмасс в этой отрасли становится соизмеримым (в единицах объема) с потреблением стали. Полимерам стали доверять все более и более ответственные задачи. Из полимеров стали изготавливать все больше относительно мелких, но конструктивно сложных и ответственных деталей машин и механизмов, и в то же время все чаще полимеры стали применяться в изготовлении крупногабаритных корпусных деталей машин и механизмов, несущих значительные нагрузки.

Рациональность применения пластмасс в машиностроении определяется, прежде всего, возможностью снижения цены на продукцию. При этом улучшаются также важнейшие технико-экономические характеристики: уменьшение массы, повышение долговечности, надежность и др. В результате внедрения полимеров высвобождаются ресурсы металла, а благодаря уменьшению отходов при переработке существенно повышается коэффициент использования материалов (средние значения коэффициента использования пластмасс примерно в 2 раза выше, чем для металлов).

Основные достоинства полимерных конструкционных материалов:

- высокая удельная прочность (отношение прочности к плотности);
- износостойкость;
- устойчивость к химическим воздействиям;
- хорошие диэлектрические характеристики;
- свойства полимерных материалов можно варьировать в широких

пределах модификацией полимеров или совмещением их с различными ингредиентами. В частности, при введении в полимеры соответствующих наполнителей можно получать фрикционные и антифрикционные материалы, а

также материалы с токопроводящими, магнитными и другими специальными свойствами.

К недостаткам полимерных материалов относятся:

- склонность к старению;
- склонность к деформированию под нагрузкой (ползучесть);
- зависимость прочностных характеристик от режимов нагружения (температура, время);
- сравнительно невысокая теплостойкость;
- относительно большой температурный коэффициент линейного расширения;
- изменение размеров при воздействии на материал влаги или агрессивных сред.

Из пластических масс изготавливают обширный ассортимент деталей и узлов машин, а также технологическую оснастку различного назначения.

Проанализировав современные разработки в области полимеров, изучив их свойства, технические характеристики и возможности в сфере машиностроения, было принято решение об использовании сверхвысокомолекулярного полиэтилена (далее СВМПЭ) при изготовлении некоторых деталей редуктора.

СВМПЭ обладает высокой прочностью и ударной вязкостью в широком диапазоне температур, от -200°C до $+100^{\circ}\text{C}$, очень высокой химической стойкостью к агрессивным средам, высокой светостойкостью, высокие показатели по скольжению, высокой износостойкостью.

Перечисленные свойства позволяют широко использовать его в механизмах подверженных высокой степени истирания, например зубчатые колеса, втулки, направляющие, отбойники и др.

Сверхвысокая молекулярная масса этого полимера определяет его уникальные физико-механические свойства, резко отличающие его от всех других марок полиэтилена.

Таблица 1 – Характеристики СВМПЭ

Показатели	Значение
Физические	
Плотность (23°C), г/см ³	0,93 – 0,95
Механические	
Предел текучести при растяжении (23°C), МПа	15 – 21
Прочность при растяжении (23°C), МПа	20 – 48
Модуль упругости при растяжении (23°C), МПа	570 – 1350
Относительное удлинение при растяжении (23°C), %	250 – 350
Модуль упругости при изгибе (23°C), МПа	690 – 760
Модуль упругости при изгибе (-269°C), МПа	2970
Модуль упругости при сжатии (23°C), МПа	536
Модуль ползучести при растяжении (23°C, 1 ч)	370 – 1060
Модуль ползучести при растяжении (23°C, 1000 ч)	180 – 600
Ударная вязкость по Шарпи (с надрезом, 23°C), кДж/м ²	15 – 150
Ударная вязкость по Изоду (с надрезом, 23°C), кДж/м	1,6
Ударная вязкость по Изоду (с надрезом, -40°C), кДж/м	1,1
Твердость по Шору (23°C)	D62 – D68
Коэффициент трения по стали, статический (23°C)	0,15
Коэффициент трения по стали, динамический (23°C)	0,12
Теплофизические	
Температура размягчения по Вика (50 Н), °C	80 – 101
Температура изгиба под нагрузкой (0,45 МПа), °C	65 – 90
Температура изгиба под нагрузкой (1,8 МПа), °C	42 – 46
Коэффициент линейного термического расширения (20°C - 100°C), 1/°C	$(1,5 - 2) \cdot 10^{-4}$
Коэффициент линейного термического расширения (-200°C ... -100°C), 1/°C	$0,5 \cdot 10^{-4}$

Окончание Таблицы 1 - Характеристики СВМПЭ

Электрические	
Удельное объемное электрическое сопротивление (23°C), Ом·см	10 ¹⁵
Удельное поверхностное электрическое сопротивление (23°C), Ом	10 ¹⁵
Диэлектрическая проницаемость (23°C, 100 Гц)	2,1
Диэлектрическая проницаемость (23°C, 1 МГц)	3
Тангенс угла диэлектрических потерь (23°C, 100 Гц)	0,00039
Тангенс угла диэлектрических потерь (23°C, 1 МГц)	0,001
Контрольный индекс трекинговости, В	600
Другие	
Водопоглощение (23°C, равновесное, при погружении), %	0,00 – 0,01
Водопоглощение (23°C, равновесное, влажность 50%), %	0,00 – 0,01

В частности СВМПЭ обладает:

- Повышенной жесткостью и исключительно высокой ударной прочностью;
- Повышенным сопротивлением к абразивному воздействию (высокой износостойкостью);
- Низким коэффициентом трения, сравнимым с коэффициентом трения для фторопластов;
- Высокой стойкостью в агрессивных средах (коррозионной стойкостью) и повышенной стойкостью;
- Возможностью эксплуатации при низких температурах (высокой морозостойкостью);
- Способностью к волокнообразованию и возможностью получения сверхпрочных нитей, превышающих по своим прочностным показателям нити из всех известных материалов.

После проведенного анализа было принято решение создать наиболее простую конструкцию электрического привода, в основе которого лежит двухступенчатый редуктор осевого расположения на основе эксцентриковой передачи. При изготовлении некоторых деталей редуктора возможно использовать сверхвысокомолекулярный полиэтилен. Это позволит избавиться от ряда недостатков и улучшить технико-экономические показатели: простота в обслуживании электрического привода, надежность, долговечность, масса конструкции и цена.

4 ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА

4.1 Выбор запорного устройства

Для разработки электрического привода необходимо выбрать конструкцию запорного устройства. В нефтегазовом производстве, химической промышленности, а также и в коммунальном хозяйстве не обходится без трубопроводов малого диаметра. Поэтому остановимся на задвижке диаметра 80 мм с выдвижным шпинделем, так как они часто используются. Задвижка предназначена для установки на трубопроводах в качестве запорного устройства. Корпусные детали задвижек изготавливаются из стали марок: 35Л, 20ГЛ, 12Х18Н9ТЛ, с фланцевым присоединением, с ручным управлением (с маховиком, механическим редуктором) или исполнением под электропривод. Класс герметичности «А» по ГОСТ 9544-2005. Срок службы не менее 10 лет.

4.2 Выбор конструкции

В основе разрабатываемого электрического привода лежит двухступенчатый редуктор осевого расположения.

Данный редуктор состоит из:

- цилиндрической пары, диаметр ведомого зубчатого колеса не должен превышать 160 мм, чтобы облегчить конструкцию электрического привода и уменьшить габаритные размеры;
- эксцентриковый механизм внутреннего зацепления, детали которого возможно изготовить из сверхвысокомолекулярного полиэтилена, это позволит улучшить некоторые технико-экономические параметры;
- две плашки из сверхвысокомолекулярного полиэтилена.

На рисунке 11 представлен первоначальный эскиз электрического привода. Первоначально было решено применять специальную муфту для

переключения с электрического управления на ручное через коническую передачу.

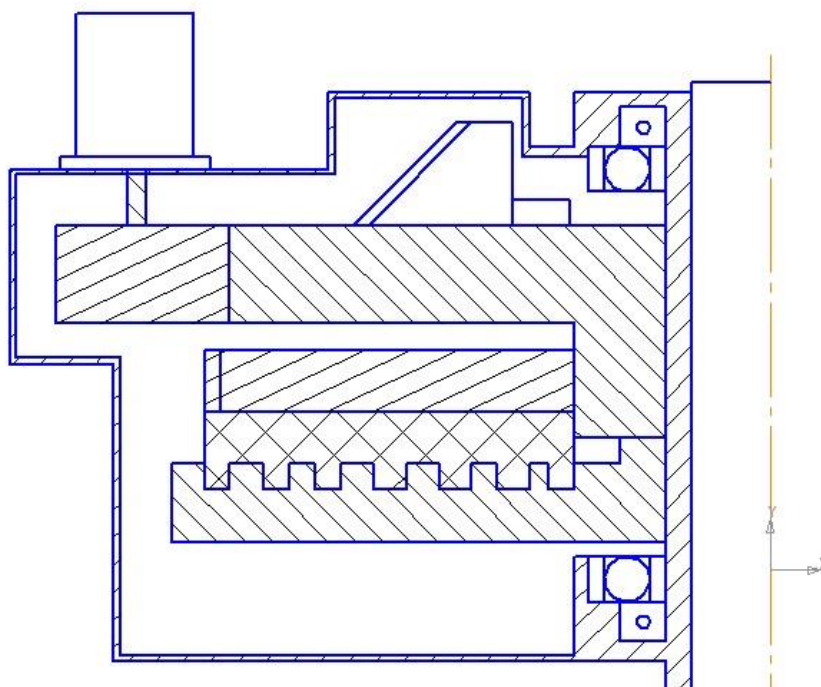
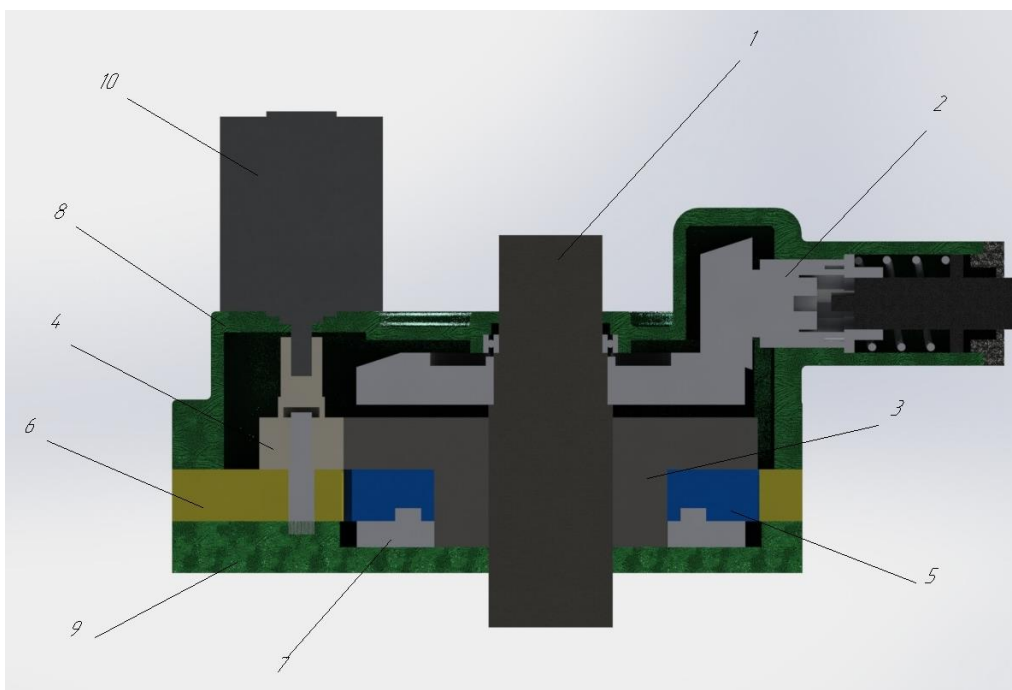


Рисунок 11 – Первоначальный эскиз электрического привода для ДУ-80

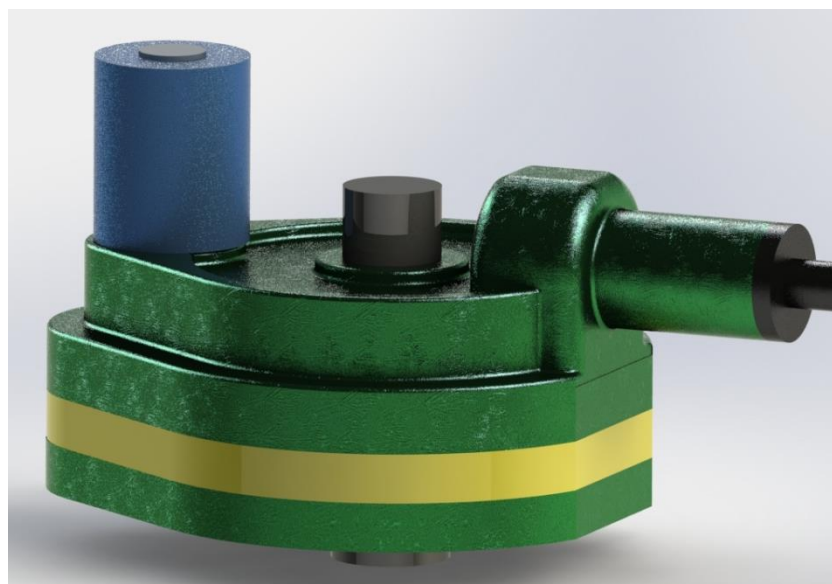
С самого начала работы над конструкцией редуктора была идея изготавливать из сверхвысокомолекулярного полиэтилена не только эксцентриковый механизм, но и цилиндрическую передачу. Это бы в разы снизило металлоемкость всей конструкции. По эскизу была создана 3D модель в программе SolidWorks.

Проанализировав все достоинства и недостатки цилиндрической передачи, изготовленной из полимера, было решено изготовить зубчатые колеса из металла, например Сталь 45. Так как коэффициент трения металла по металлу достаточно высок, возникла необходимость применения игольчатого подшипника K50x55x30 по ГОСТу 4657-82 «Подшипники роликовые радиальные игольчатые однорядные».



а) разрез электрического привода:

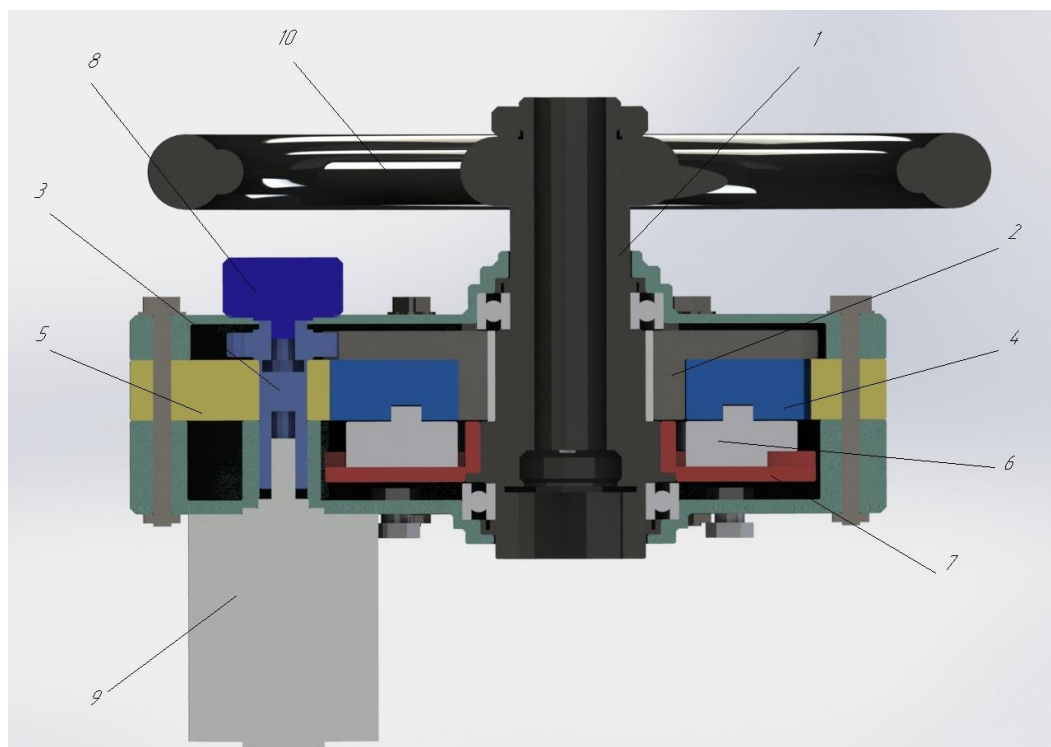
1 – вал; 2 – муфта с конической передачей для переключения на ручное управление; 3 – зубчатое колесо; 4 – шестерня; 5 – колесо эксцентрикового механизма; 6 – венец эксцентрикового механизма; 7 – плашка из СВМПЭ; 8 – верхняя крышка корпуса; 9 – нижняя крышка корпуса; 10 – электрический двигатель



б) модель электрического привода

Рисунок 12 – 3D модель электрического привода

Время полного открытия/закрытия задвижки составляет 50 секунд, исходя из расчетов (пункт 4.3.2) для полного открытия/закрытия запорного устройства необходимо 19 оборотов. Чтобы упростить конструкцию электрического привода можно отказаться от переключения на ручное управление через коническую передачу. Следовательно, была разработана новая 3D модель в SolidWorks.



После компоновки редуктора и электрического привода в целом было разработано крепление для привода к задвижке ДУ-80. Данный способ крепления не требует специального переоборудования запорного устройства.

На рисунке 14 представлено запорное устройство с разработанным электрическим приводом.



Рисунок 14 – Задвижка ДУ-80 с электрическим приводом

После выбора конструкции необходимо провести геометрические и кинематические расчеты.

4.3 Расчеты

4.3.1 Расчет усилий для перемещения клина и максимального усилия вдоль шпинделя

Произведем расчет для запорной арматуры (задвижки ДУ-80). Рабочее давление 4 МПа. Диаметр шпинделя $\varnothing 24$ мм. По ГОСТ 9484-60 «Резьба

трапецеидальная одноходовая»: шаг резьбы $S=5$ мм; средний диаметр $d_{cp}=21,5$ мм; угол подъема $\alpha=4^{\circ}14'$. Марка стали клина Сталь 25Л.

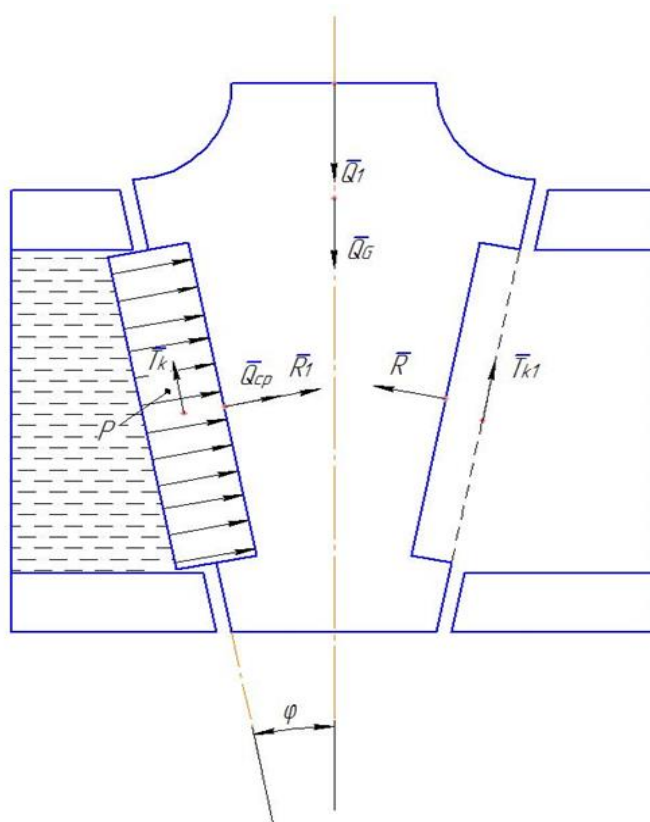


Рисунок 15 – Система сил, действующая на клин задвижки

Наибольшие усилия на шпинделе будут различными в начальный момент открывания Q_0' и в конечный момент закрывания Q_{σ} .

$$Q_0' = Q_1' - Q_{шп} + F_{тр.с}; \quad (1)$$

$$Q_{\sigma} = Q_1 + Q_{шп} + F_{тр.с}; \quad (2)$$

где Q_1' - наибольшее усилие в начальный момент открывания; Q_1 – наибольшее усилие в конечный момент закрывания; $Q_{шп}$ – усилие, с которым рабочая среда

«выдавливает» шпиндель из задвижки; $F_{\text{тр.с}}$ – сила трения шпинделя в сальниковом уплотнении.

Сила трения шпинделя в сальниковом уплотнении рассчитывается по формуле

$$F_{\text{тр.с}} = \varphi \cdot d_{\text{шп}} \cdot S_c \cdot P_{\text{раб}} ; \quad (3)$$

где $\varphi = 1,61$ – коэффициент, зависящий от коэффициента трения и геометрических размеров сальника; $d_{\text{шп}}$ – диаметр шпинделя; S_c – толщина сальникового уплотнения; $P_{\text{раб}}$ – рабочее давление.

$$S_c = (0,7 \dots 1,5) \cdot \sqrt{d_{\text{шп}}} ; \quad (4)$$

$$\text{Получим } S_c = 1,1 \cdot \sqrt{24} = 5,4 \text{ мм.}$$

Подставим значения в формулу (3) и получим силу трения шпинделя в сальниковом уплотнении

$$F_{\text{тр.с}} = 1,61 \cdot 24 \cdot 5,4 \cdot 4 = 834,62 \text{ Н.}$$

Усилие, с которым рабочая среда «выдавливает» шпиндель из запорного устройства

$$Q_{\text{шп}} = 0,785 \cdot d_{\text{шп}}^2 \cdot P_{\text{раб}} ; \quad (5)$$

$$\text{Получим } Q_{\text{шп}} = 0,785 \cdot 24^2 \cdot 4 = 1808,64 \text{ Н.}$$

Наибольшее усилие в начальный момент открывания рассчитаем по формуле

$$Q'_1 = 0,52 \cdot Q_y - 0,17 \cdot Q_{\text{ср}} + Q_c ; \quad (6)$$

где Q_y – удельное давление на уплотняющих кольцах седла задвижки, необходимого для обеспечения плотности

$$Q_y = \pi \cdot D_k \cdot b \cdot q_y ; \quad (7)$$

здесь $D_k = 37$ мм - средний диаметр уплотнительной поверхности колец;
 $b = 9$ мм - ширина уплотняющих колец; q_y - необходимое удельное давление на уплотняющих кольцах;

$Q_{\text{ср}}$ – давление среды

$$Q_{\text{ср}} = 0,785 \cdot D_k^2 \cdot P_{\text{раб}} ; \quad (8)$$

Q_c – необходимое усилие затяжки сальника

$$Q_c = 0,785 \cdot (D_c^2 - d_{\text{шп}}^2) \cdot P_{\text{сал}} ; \quad (9)$$

здесь $D_c = 36$ мм - диаметр сальниковой камеры; $d_{\text{шп}} = 24$ мм - диаметр шпинделя; $P_{\text{сал}}$ – усилие затяжки сальника.

Усилие затяжки сальника вычислим по формуле

$$P_{\text{сал}} = \varphi_c \cdot P_{\text{раб}} ; \quad (10)$$

где $\varphi_c = 2,42$ - коэффициент, зависящий от рабочего давления и размеров сальниковой набивки; $P_{\text{раб}} = 4$ МПа - рабочее давление.

Получим $P_{\text{сал}} = 2,42 \cdot 4 = 9,68$ МПа.

Вычислим необходимое усилие затяжки сальника

$$Q_c = 0,785 \cdot (36^2 - 24^2) \cdot 9,68 = 5471,14 \text{ Н.}$$

Давление среды $Q_{cp} = 0,785 \cdot 37^2 \cdot 4 = 4298,71 \text{ Н.}$

Удельное давление на уплотняющих кольцах седла задвижки, необходимого для обеспечения плотности

$$Q_y = 3,14 \cdot 37 \cdot 9 \cdot 20 = 20912,42 \text{ Н.}$$

Подставим данные в формулу 6 и получим наибольшее усилие в начальный момент открывания

$$Q'_1 = 0,52 \cdot 20912,42 - 0,17 \cdot 4298,71 + 5471,14 = 15614,81 \text{ Н.}$$

Наибольшее усилие в конечный момент закрывания вычислим по формуле

$$Q_1 = 0,67 \cdot Q_y - 0,43 \cdot Q_{cp} - Q_c ; \quad (11)$$

где Q_y – удельное давление на уплотняющих кольцах седла задвижки, необходимого для обеспечения плотности; Q_{cp} – давление среды; Q_c – необходимое усилие затяжки сальника.

Получим $Q_1 = 0,67 \cdot 20912,42 - 0,43 \cdot 4298,71 - 5471,14 = 6691,73 \text{ Н.}$

Подставим найденные значения в формулы 1 и 2, получим наибольшие усилия на шпинделе в начальный момент открывания и в конечный момент закрывания

$$Q'_0 = 15614,81 - 1808,64 + 834,62 = 14640,79 \text{ Н};$$

$$Q_\sigma = 6691,73 + 1808,64 + 834,62 = 9334,99 \text{ Н}.$$

4.3.2 Подбор электродвигателя. Расчет кинематических параметров

Частоту вращения ходовой гайки рассчитаем по формуле

$$n_{\text{х.г}} = \frac{60 \cdot h_{\text{шп}}}{S \cdot \tau}; \quad (12)$$

где $h_{\text{шп}} = 80 \text{ мм}$ - ход невращаемого шпинделя; $S = 5 \text{ мм}$ - шаг трапецеидальной резьбы; $\tau = 50 \text{ с}$ - время полного закрытия задвижки.

$$n_{\text{х.г}} = \frac{60 \cdot 80}{5 \cdot 50} = 19,2 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Мощность, необходимая для вращения ходовой гайки

$$N = \frac{M_{\text{кр}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{х.г}}}{60} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot \pi \cdot n_{\text{х.г}}}{30}; \quad (13)$$

где $M_{\text{кр}}$ - крутящий момент на ходовой гайке; $n_{\text{х.г}}$ - частота вращения ходовой гайки.

В конечный момент закрывания максимальный крутящий момент

$$M = 0,5 \cdot Q_\sigma \cdot d_{\text{ср}} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho); \quad (14)$$

где Q_{σ} - наибольшее усилие на шпинделе в конечный момент закрывания;
 $d_{\text{ср}} = 21,5$ мм - средний диаметр шпинделя; $\alpha = 4^{\circ}14'$ - угол подъема винтовой
линии трапецеидальной резьбы; $\rho = \arctg f_p = 8,53^{\circ}$ - угол трения скольжения.

$$M = 0,5 \cdot 9334,99 \cdot 21,5 \cdot 10^{-3} \cdot \operatorname{tg}(4,23 + 8,53) = 22,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный крутящий момент в момент открывания

$$M' = 0,5 \cdot Q'_0 \cdot d_{\text{ср}} \cdot \operatorname{tg}(\rho' - \alpha); \quad (15)$$

где Q'_0 - наибольшее усилие на шпинделе в начальный момент открывания;
 $d_{\text{ср}} = 21,5$ мм - средний диаметр шпинделя; $\alpha = 4^{\circ}14'$ - угол подъема винтовой
линии трапецеидальной резьбы; $\rho' = \arctg f'_p = 14,04^{\circ}$ - угол трения покоя.

$$M = 0,5 \cdot 14640,79 \cdot 21,5 \cdot 10^{-3} \cdot \operatorname{tg}(14,04 - 4,23) = 27,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для вычисления мощности, необходимой для вращения ходовой гайки
принимая максимальный крутящий момент в момент открывания задвижки,

$$N = \frac{27,2 \cdot 3,14 \cdot 19,2}{30} = 0,054 \text{ кВт}$$

4.3.3 Расчет цилиндрической зубчатой передачи и построение эвольвенты

Определим геометрические размеры передачи, обеспечивающие ее работоспособность и надежность. В расчетах следует учитывать требования минимизации габаритов и массы передачи. Предварительные геометрические размеры передачи определяют из условия обеспечения работоспособности по

основному критерию, который обычно известен по опыту эксплуатации аналогичных передач. Так, для закрытых передач (обильное жидкостное смазывание) наиболее вероятная причина выхода из строя - появление на активных поверхностях зубьев следов выкрашивания. т.е. основным критерием работоспособности является контактная выносливость.

Для проведения расчета необходимы следующие исходные данные:

- Вид передачи – прямозубая;
- Передаточное число $i_{12} = 5$;
- Марка стали зубчатых колес Сталь 45;
- Модуль $m = 2,5$;
- Делительный диаметр ведомого зубчатого колеса $d_2 = 160$ мм.

Вычислим количество зубьев на ведомом зубчатом колесе

$$d_2 = m \cdot Z_2 \Rightarrow Z_2 = \frac{d_2}{m} ; \quad (16)$$

где m - модуль зацепления; d_2 - делительный диаметр ведомого зубчатого колеса; Z_2 - количество зубьев на ведомом колесе.

$$\text{Следовательно, } Z_2 = \frac{160}{2,5} = 64 \text{ шт.}$$

$$\text{Количество зубьев на ведущем зубчатом колесе } Z_1 = \frac{Z_2}{i_{12}} = \frac{64}{5} = 13 \text{ шт.}$$

Делительное межосевое расстояние рассчитаем

$$a = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{2,5 \cdot (64 + 13)}{2} = 96,25 \text{ мм.} \quad (17)$$

где m - модуль зубчатого зацепления; Z_1 - количество зубьев на ведущем колесе; Z_2 - количество зубьев на ведомом колесе.

Делительный диаметр ведущего зубчатого колеса

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 13 = 32,5 \text{ мм.} \quad (18)$$

Основные диаметры ведущего и ведомого колес вычислим по формулам

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \delta; \quad (19)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \delta. \quad (20)$$

Межосевое расстояние $a_w = a \cdot \frac{\cos \delta}{\cos \delta_w}$, но $a_w = a$.

Следовательно, $\frac{\cos \delta}{\cos \delta_w} = 1$. Отсюда $\cos \delta = \cos \delta_w$;

$$\cos \delta_w = \cos 20^\circ \Rightarrow \cos \delta_w = 0,94 ;$$

Подставим полученные данные в формулы 19 и 20

$$d_{b1} = 32,5 \cdot 0,94 = 30,55 \text{ мм} ;$$

$$d_{b2} = 160 \cdot 0,94 = 150,4 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев ведущего зубчатого колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 32,5 + 5 = 37,5 \text{ мм.} \quad (21)$$

Диаметр вершин зубьев ведомого зубчатого колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 160 + 5 = 165 \text{ мм.} \quad (22)$$

Диаметр впадин ведущего зубчатого колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 32,5 - 6,25 = 26,25 \text{ мм.} \quad (23)$$

Диаметр впадин ведомого зубчатого колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 160 - 6,25 = 153,75 \text{ мм.} \quad (24)$$

Проведя расчеты, построим эвольвентное зацепление зубчатых колес.

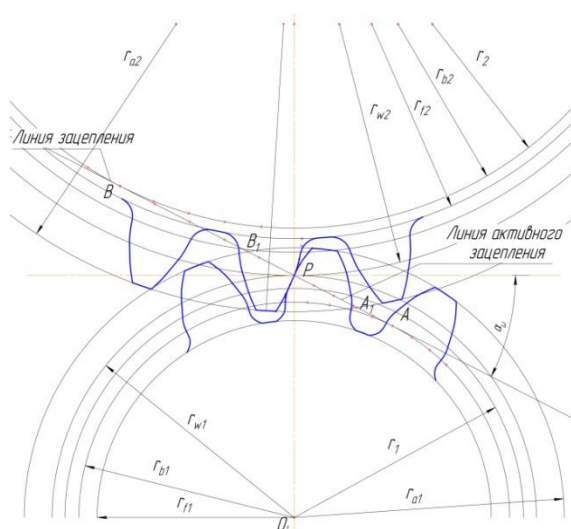


Рисунок 16 – Эвольвентное зацепление зубчатых колес

4.3.4 Выбор и расчет эксцентрикового механизма

Изучив виды зубчатых зацеплений, было принято решение использовать зацепление Новикова. М.Л. Новикову удалось открыть принципиально новый класс пространственных зацеплений с точечным контактом для передач с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями. Переход к

таким системам зацепления позволяет использовать для образования зубьев огромное число новых форм профилей, не взаимоогнбаемых и не имеющих общей огнбаемой поверхности. Известными методами огнбания создать новые системы зацепления не представлялось возможным, поэтому М.Л. Новикову пришлось отказаться от классической теории зацепления Оливье — Гохмана и разработать свою, базирующуюся на предложенном им новом принципе образования рабочих поверхностей зубьев, названном «методом контактных линий».

Преимущества данного зацепления:

- в данном зацеплении происходит точечный контакт сопряжённых зубьев, а не линейный, как в эвольвентном зацеплении, позволяет передавать увеличенную на 50-90% нагрузку. При особо тяжёлых нагрузках точечный контакт становится контактным пятном;
- особый закруглённый профиль зуба зацепления Новикова допускает перекося при компоновке передачи;
- шестерни с зацеплением Новикова гораздо лучше прирабатываются, и редуктор при первоначальном пуске быстрее выходит на заданные параметры.

Однако все эти преимущества имеют место быть только при твёрдости колёс и шестерен до HB 350.

В настоящее время не существует определенной методики расчета внутреннего эксцентрикового зацепления с передаточным отношением в один зуб.

Так в нашем случае мы выбираем общее передаточное отношение 40, принимаем количество зубьев на венце 40. В этом случае колесо будет иметь 39 зубьев. Конструктивно колесо будет иметь цилиндрические выступы, а зубчатый венец впадины с профилем цилиндрической поверхности колеса. Выбираем расчет по методу баланса мощности на приводном колесе и определение его ширины. В этом случае принимаем диаметр рабочей части

делительной окружности венца $D=160$ мм. Определяем расстояние между вершинами соседних впадин на венце.

$$l = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{n} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 80}{40} = 12,56 \text{ мм.} \quad (25)$$

Принимаем величину ширины впадины за половину расстояния между вершинами соседних впадин. В результате получим ширину впадины 6,28 мм.

Для плавного захода принимаем припуск на величину зазора равным 0,5 мм. Радиус кривизны цилиндрической поверхности выступа равен 3 мм. Определяем параметры колеса. В связи с тем, что количество зубьев на колесе 39, а длина линии сопряжения между осями выступов должна быть равна $L=12,56$ мм. Тогда радиус колеса будет равен

$$r = \frac{l \cdot n}{2 \cdot \pi} = \frac{12,56 \cdot 39}{2 \cdot 3,14} = 78 \text{ мм.} \quad (26)$$

В связи с тем, что величина перемещения колеса относительно венца составляет

$$e = D - d = 2 \text{ мм,} \quad (27)$$

но величина выступов превышает габаритные размеры сопряжения колес, допускаем, что диаметр выступов колеса должен быть равен

$$D_b = d + 2 \cdot e - \Delta = 156 + 4 - 0,2 = 159,8 \text{ мм,} \quad (28)$$

где $\Delta = 0,2$ мм.

Получили геометрические параметры зацепления. Во время геометрических построений принимаем коэффициент перекрытия равный 4.

Максимальный крутящий момент в конечный момент закрытия задвижки $M=22,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (пункт 4.3.2).

Следовательно, усилие на венце

$$\sigma = \frac{M}{D} = \frac{22,7}{0,08} = 283,75 \text{ Н.} \quad (29)$$

В связи с тем то прочность материала составляет 536 МПа, запас прочности зуба по пределу текучести получается 76,5.

Рекомендации: при использовании материала СВМПЭ возможно уменьшить размеры привода ориентировочно в два три раза.

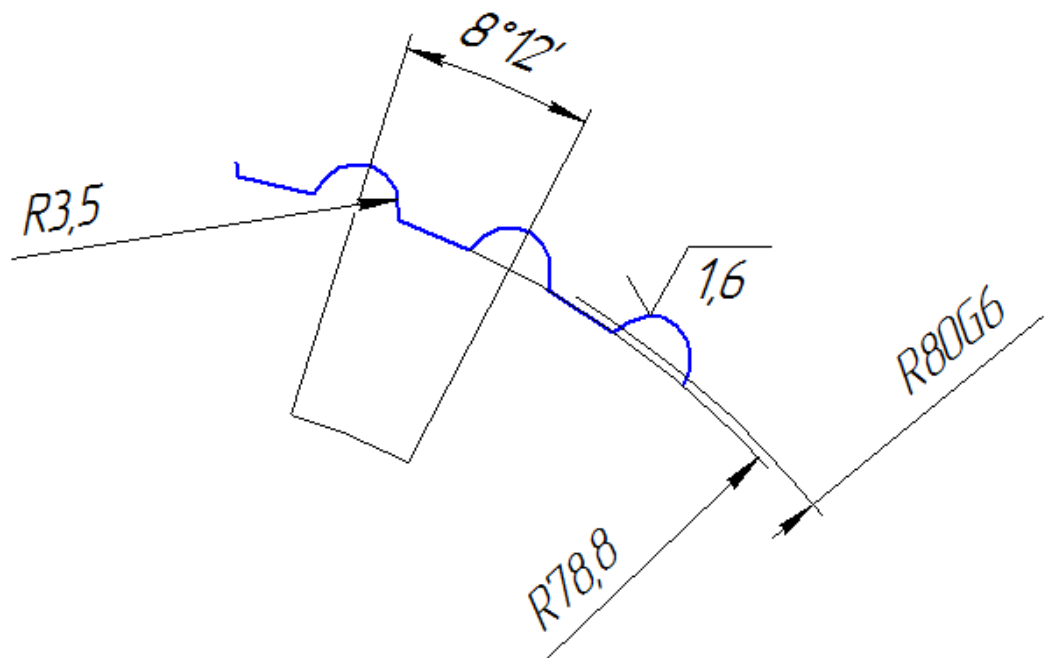


Рисунок 17 – Схема эксцентрикового механизма

Передачи с зацеплением Новикова допускают большее передаточное число, а вследствие хорошо удерживающейся масляной пленки между соприкасающимися зубьями уменьшается изнашивание зубьев, повышается КПД передачи.

4.4 Проектирование передач

На основе выполненных расчетов была проработана и начерчена цилиндрическая пара:

- условный диаметр отверстия под двигатель и счетчик оборотов равен 8мм;
- диаметр шестерни 32,5 мм;
- количество зубьев шестерни 13 шт;
- условный диаметр отверстия зубчатого колеса под вал 55 мм;
- диаметр зубчатого колеса 160 мм;
- количество зубьев зубчатого колеса 64 шт.

Зубчатое зацепление построено по расчетам, результаты которых приводятся в пункте 3.

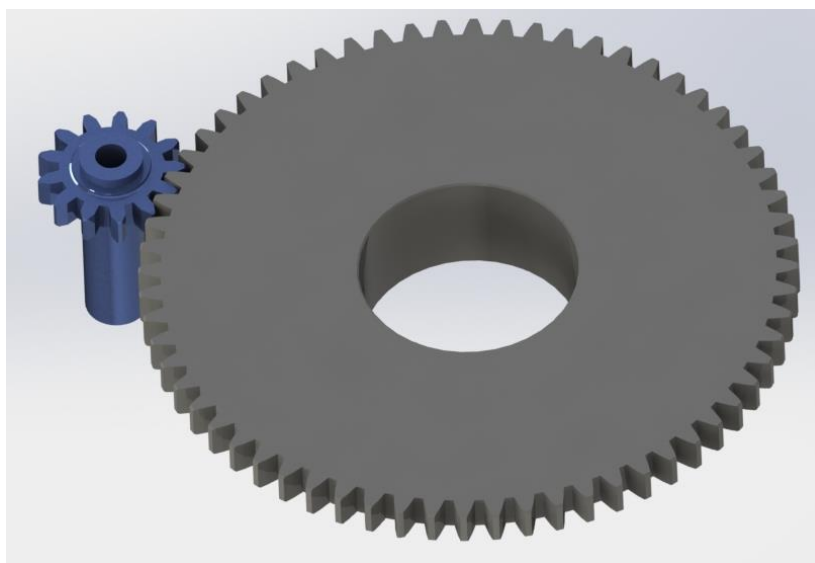


Рисунок 18 – Цилиндрическое зубчатое зацепление

Также была проработан и построен эксцентриковый механизм внутреннего зацепления.

- Диаметр венца $D=160$ мм;
- Диаметр колеса $d=156$ мм;
- Ширина венца и колеса из СВМПЭ 20 мм.

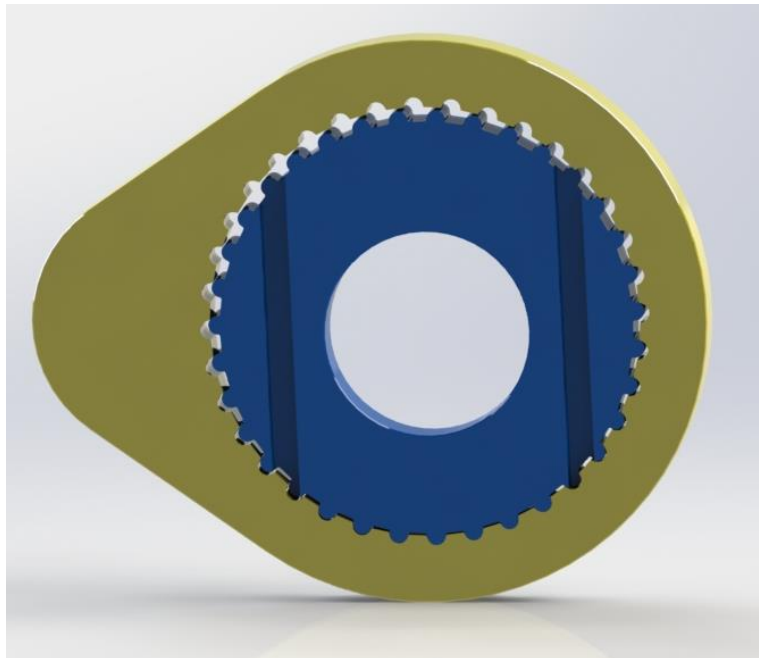


Рисунок 19 – Эксцентриковый механизм внутреннего зацепления

4.5 Технология изготовления вала

Рассмотрим последовательность механической обработки основного вала электрического привода.

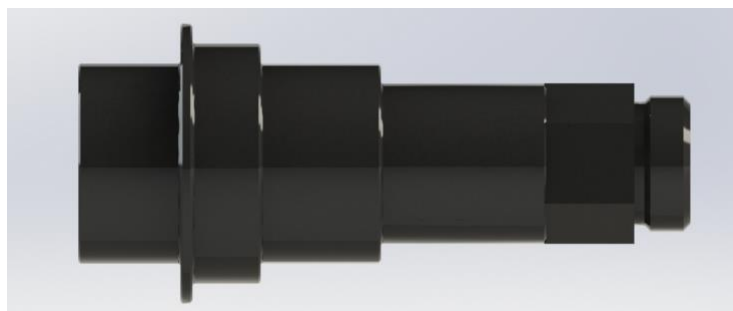
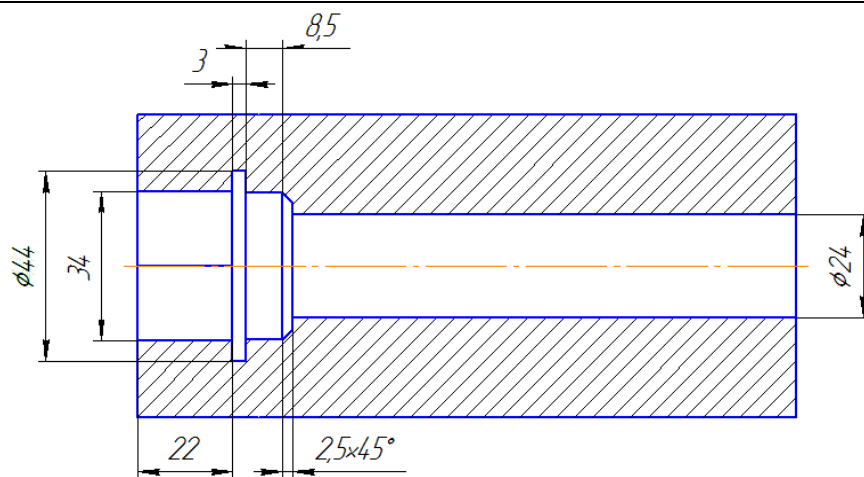


Рисунок 20 – Вал электрического привода

Таблица 2 – Последовательность обработки вала



Операция 020 Универсально-фрезерная:

1. Фрезеровать 1 контур, выдерживая размеры 34 мм и 22 мм;

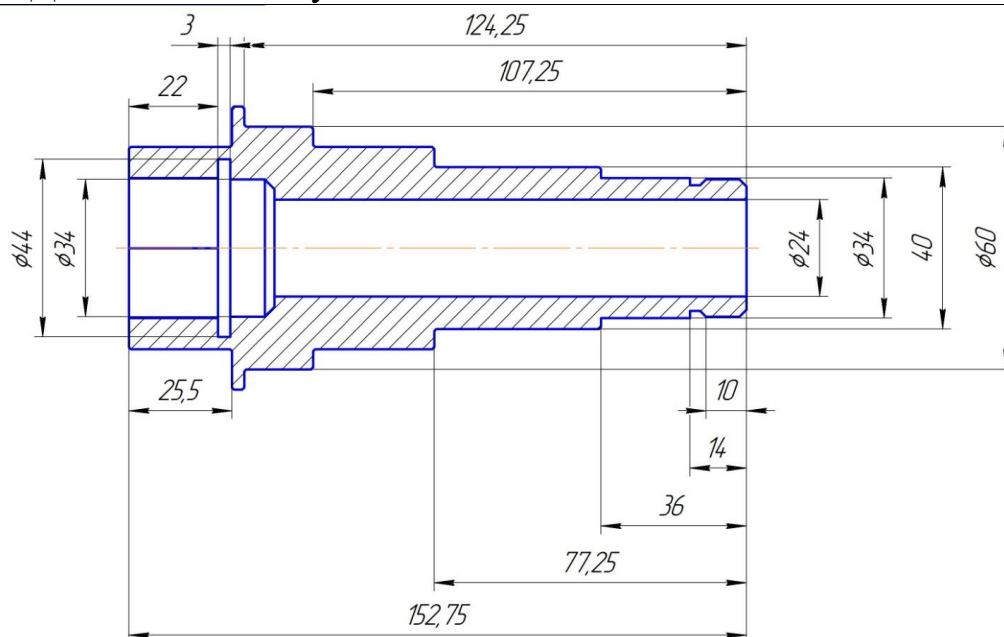
Операция 005 Токарная:

1. Точить $\phi 34$, $L=8.5$ мм;

2. Расточить фаску $2.5 \times 45^\circ$;

3. Расточить отв. $\phi 24H7$ мм, $L=116.75$ мм, начерно, начисто;

4. Долбление шестиугольник 34 мм.



Операция 010 Токарная:

1. Точить $\phi 34$ мм, с подрезкой торца выдерживая размер 10 мм;

2. Расточить фаску $2 \times 45^\circ$;

3. Точить $\phi 34$ мм, с подрезкой торца выдерживая размер 36 мм;

3. Точить $\phi 40$, $L=77.25$ мм, начерно, начисто, тонко;

4. Точить $\phi 50$ мм, выдерживая размер 107,25 мм;

5. Точить $\phi 60$ мм, выдерживая размер 124,25 мм;

6. Точить со стороны торца $\phi 50$ мм, выдерживая размер 25,5 мм;

7. Расточить фаски $0.5 \times 45^\circ$;

8. Нарезать резьбу $M34 \times 1.5$.

4.6 Выводы

Наиболее простым техническим решением является двух ступенчатый редуктор осевого расположения с общим передаточным числом 150. Его применение позволяет использовать электродвигатели на постоянных магнитах с большим количеством оборотов. За счет увеличения максимального числа оборотов выходного вала (в нашем случае 40 оборотов), увеличивается скорость открытия/закрытия задвижки. Сам редуктор устроен так, что инерционные моменты колес в десятки раз ниже, чем у обыкновенных цилиндрических редукторов. В результате чего пусковые моменты значительно меньше. Общее КПД предложенного редуктора 0,94. Разработанный электрический привод имеет компактные габаритные размеры, это значительное преимущество среди существующих приводов разных производителей. Для изготовления большинства деталей редуктора возможно использовать сверхвысокомолекулярный полиэтилен (СВМПЭ). В настоящее время полимеры занимают одно из ведущих мест среди конструкционных материалов для машиностроения. Так, потребление пластмасс в этой отрасли становится соизмеримым (в единицах объема) с потреблением стали. Целесообразность применения сверхвысокомолекулярного полиэтилена, прежде всего, определяется возможностью снижения цены на продукцию. При этом улучшаются такие важнейшие технико-экономические параметры устройств как уменьшение массы, упрощение в обслуживании, надежность и долговечность.

Был проведен сравнительный анализ разработанного электрического привода с существующим электроприводом Н-Б1-05. Результаты приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Сравнительный анализ

Технико-экономические показатели	Электропривод Н-Б1-05	Разработанный электропривод	Новые качества продукта по сравнению с аналогами
Передаточное число силового редуктора	41	150	Возможность применения электродвигателей на постоянных магнитах
Максимальное число оборотов выходного вала, об/мин	36	40	Увеличивается скорость открытия/закрытия задвижки
Мощность двигателя, кВт	1,7	0,2	Экономия энергии, значительное снижение габаритов конструкции
Масса электропривода, кг	53	7	Легкая конструкция, уменьшение металлоемкости

5 ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Электропривод является ответственным элементом арматуры и трубопроводной системы в целом, имеет сложное устройство, требует тщательного ухода и внимательного наблюдения за его состоянием. Каждый электропривод должен иметь свой формуляр, в который заносятся порядковые номера электропривода и арматуры, на которой он установлен, даты и характер ремонтов, аварийные случаи и т. п. Электропривод должен быть надежно заземлен приваренной шиной. К обслуживанию электроприводов допускается только надлежащим образом проинструктированный персонал. Обслуживание электроприводов должно вестись в соответствии с действующими «Правилами эксплуатации электроустановок потребителей» и настоящей инструкцией. Во время эксплуатации необходимо проводить периодические осмотры, в зависимости от режима работы электроприводов, но не реже одного раза в три месяца. При осмотре обратить внимание на цельность корпуса, наличие всех крепежных деталей, предупредительных надписей и заземляющих устройств. При профилактическом осмотре провести измерение сопротивления изоляции.

Техническое обслуживание электропривода включает смазку, периодический осмотр, планово-предупредительный ремонт. Передачи и подшипники электропривода смазываются консистентной смазкой ЦИАТИМ-221. Ею заполняются впадины между зубьями передач, на детали наносится тонкий слой. Во избежание перегрева не допускается заполнение смазкой всего свободного объема между кольцами шариковых и роликовых подшипников. Периодичность смазки (от одного раза в месяц до одного раза в год) зависит от интенсивности работы электропривода.

5.1 Смазка электропривода

Помимо грамотной эксплуатации, любому редуктору важно регулярное и, конечно, профессиональное техническое обслуживание. Именно такие условия позволят значительно продлить срок службы вашего привода, будь то небольшой редуктор или более крупный. Наиболее важным мероприятием является периодическая замена масла и смазка рабочих узлов так вы предотвратите множество поломок и даже бесповоротный выход редуктора из строя, сэкономив на замене многих запчастей и избежав многодневных простоев. А для заказа нового редуктора, потребуется гораздо больше времени.

Смазка, во-первых, должна подходить по характеристикам к редуктору, а во-вторых обеспечивать отличный эффект при конкретных температурах. Хранить же смазочные материалы следует в емкостях чистых и сухих, герметично закрытых крышками. При попадании в масло воды, пыли, песка и прочих инородных веществ, применение смазочного материала просто станет опасным для привода.

Не стоит забывать о том, что перед смазкой детали нужно обработать. Нельзя чистой смазкой обрабатывать загрязненные детали. Если, допустим, в подшипник попали песок, пыль либо стружка, следует подшипник разобрать, стереть старую смазку, после чего промыть деталь, а затем уж смазывать. Пыль и песок, будучи абразивами, при трении очень быстро повредят деталь. Когда смазка нанесена, деталь следует тщательно протереть, чтобы удалить излишки.

Периодичность смазывания узлов и замены масла для конкретного редуктора определяется картами смазки, которые включены в технические руководства к редукторам. Не стоит забывать, что применение бывшего в употреблении масла запрещается это крайне опасно.

Любые смазочные материалы для редукторов обладают следующими свойствами:

- Высокая маслянистость и способность образования на смазанной детали прочной пленки;

- Отличная вязкость и замерзание при исключительно низких температурах. Это особенно важно для редукторов, работающих при низких температурах;
- Низкая испаряемость и термическая устойчивость;
- Высокие антиокислительные свойства, и температура вспыхивания;
- Минимум содержание механических примесей, а также влаги;
- В составе никаких активных веществ, вроде щелочей, солей или кислот.

Передачи и подшипники электропривода смазываются консистентной смазкой ЦИАТИМ-221.

Основные эксплуатационные характеристики: нерастворима в воде, гигроскопична, сохраняет стабильность даже при кипячении. При поглощении влаги уплотняется, имеет низкие противоизносные характеристики, химически стойкая, инертная к резине и полимерным материалам. Работоспособна при остаточном давлении 666,5 Па в интервале температур от минус 60 до плюс 150°C.

Состав: кремнийорганическая жидкость, загущенная комплексным мылом; содержит антиокислительную присадку.

Таблица 4 – Физико-химические показатели ЦИАТИМ-221

Наименование показателя	Норма по ГОСТ
Внешний вид	Однородная мазь гладкой структуры от светло-желтого до темно-коричневого цвета
Температура каплепадения, °C, не ниже	200
Пенетрация при 25°C, мм·10 ⁻¹	280 – 360
Вязкость эффективная при -50°C и среднем градиенте скорости деформации 10 с ⁻¹ , Па·с, не более	800

Окончание таблицы 4 – Физико-химические показатели ЦИАТИМ-221

Коллоидная стабильность (массовая доля выделенного масла), %, не более	7,0
Предел прочности при 50°C, Па, не менее	120
Массовая доля свободной щелочи, %, не более	0,08
Содержание воды	Отсутствует
Содержание механических примесей	Отсутствует
Испаряемость при 150°C, 1 ч, %, не более	2,0
Коррозионное воздействие на металлы	Выдерживает

5.1.1 Классификация смазок

Классификация смазок может осуществляться по консистенции, составу и сферам использования. По консистенции смазки бывают полужидкими, пластичными и твердыми. Пластичные и полужидкие смазки - это, по сути, коллоидные системы, в состав которых входят дисперсионная среда, дисперсная фаза и присадки. Пластичные смазки чаще всего применяются в подшипниках качения и скольжения, шарнирах, зубчатых, винтовых и цепных передачах, многожильных тросах. Нанося на поверхности пластичные смазки, необходимо помнить о ряде факторов, которые могут повлиять на эффективность их использования:

- характеристики пар трения;
- рабочие условия смазок - температура, нагрузка, скорость эксплуатации;
- совместимость смазок с рабочими материалами;

– совместимость смазок между собой на случай их возможного смешивания.

Твердые смазки до своего отверждения представляют собой суспензии, их дисперсионной средой являются смола (или другое связующее вещество) и растворитель, в качестве загустителя используются дисульфид молибдена, графит, технический углерод и т.п. Когда растворитель испаряется, смазка отверждается и приобретает свойства твердых тел, т.е. отличается малым коэффициентом сухого трения.

По составу смазки делятся на четыре группы.

Мыльные смазки. В качестве загустителя для них используют соли высших карбоновых кислот (мыла); исходя из зависимости от аниона мыла, смазки одного и того же катиона делят на простые и комплексные (кальциевые, литиевые, бариевые, алюминиевые, натриевые). Мыльные смазки в соответствии с применяемым для их изготовления жировым сырьем именуют либо условно синтетическими (анион мыла - радикал синтетических жирных кислот), либо жировыми (анион мыла - радикал природных жирных кислот).

Неорганические смазки. Для их изготовления в качестве загустителя применяют термостабильные, с развитой удельной поверхностью высокодисперсные неорганические вещества; к неорганическим относятся силикагелевые, бентонитовые, графитные, асбестовые и др. смазки.

Органические смазки. Чтобы получить их, применяют термостабильные, высокодисперсные органические вещества; органическими являются полимерные, пигментные, полимочевинные, сажевые и другие смазки.

Углеводородные смазки. В качестве загустителя используют высокоплавкие углеводороды (петролатум, церезин, парафин, озокерит, природные и синтетические воски).

В зависимости от типа дисперсионной среды различают смазки на нефтяных и синтетических маслах, а исходя из сферы использования смазки делятся на:

– антифрикционные (минимизация износа, снижение трения деталей);

- консервационные (антикоррозионная защита металлических изделий и механизмов при хранении, транспортировке и работе);
- уплотнительные (герметизация зазоров, облегчение сборки/разборки арматуры, резьбовых, разъемных и подвижных соединений);
- канатные (снижение износа, антикоррозионная защита стальных канатов).

Многоцелевые смазки подходят для использования во многих узлах трения (подшипники качения, скольжения, шарниры, зубчатые и цепные передачи и т.д.). Универсальные смазки водостойки и работоспособны в широком интервале скоростей, температур и нагрузок, имеют хорошие защитные свойства. Однако заменять ими морозостойкие, приборные и другие специальные смазки не следует.

В шариковых и роликовых подшипниках применяются пластичные антифрикционные смазки Литол-24, ШРУС-4М. Использование данных смазок позволяет уменьшить общий расход смазочных материалов, снизить износ механизмов и продлить рабочий срок оборудования.

Самая распространенная универсальная смазка Литол - 24 (Литол-24 РК) представляет собой смесь нефтяных масел, литиевых мыл 12-оксистеариновой кислоты и пакета присадок. Она устойчива к воде, поэтому имеет хорошие консервационные свойства и эффективно защищает металлические изделия от коррозии. Смазка Литол-24 предназначена для применения в узлах трения, работающих при температурах от -40 до 120°С (допускается кратковременный нагрев до 130°С).

5.2 Планово-предупредительный ремонт

Постановление о годности оборудования к дальнейшей работе выносится ремонтниками, основывающихся на сравнении итогов испытаний при текущем этапе планово-предупредительного ремонта с существующими нормами, итогами прошлых испытаний. Испытания оборудования, которое нет

возможности транспортировать, проводят при помощи электротехнических мобильных лабораторий.

Помимо планово-предупредительного ремонта для ликвидации любых изъянов в работе оборудования осуществляют работы вне плана. Эти работы проводят после исчерпывания всего рабочего ресурса оборудования. Также для устранения последствий аварий проводится аварийно-восстановительный ремонт, который требует незамедлительного прекращения работы оборудования.

Конкретный вид оборудования имеет свою периодичность проведения планово-предупредительного ремонта, которая регламентируется Правилами технической эксплуатации.

Мероприятия по системе ППР отражаются в соответствующей документации, при строгом учете наличия оборудования, его состояния и движения. В перечень документов входят:

- Технический паспорт на каждый механизм или его дубликат.
- Карточка учета оборудования (приложение к техническому паспорту).
- Годовой циклический план-график ремонта оборудования.
- Годовая план-смета капитального ремонта оборудования.
- Месячный план–отчет ремонта оборудования.
- Приемо–сдаточный акт на проведение капитального ремонта.
- Сменный журнал нарушений работы технологического оборудования.
- Выписка из годового графика ППР.

Планово-предупредительный ремонт проводят периодически по специальному графику, но не реже одного раза в шесть месяцев. При этом электропривод снимают с арматуры и направляют в ремонтные мастерские, где его разбирают, все детали промывают и проверяют визуально их годность к

дальнейшей эксплуатации. После ремонта электропривода его обкатывают, регулируют с арматурой в эксплуатационных условиях.

Электропривод является ответственным элементом трубопроводной арматуры и трубопроводной системы в целом, имеет сложное устройство, требует тщательного ухода и внимательного наблюдения за его состоянием.

Каждый электропривод с задвижкой должен иметь свой формуляр, в который заносятся порядковые номера электропривода и задвижки, дата и характер ремонта, аварийные случаи, замена деталей и т. п.

Технические осмотры проводятся во время нормальной работы электропривода в сроки, определяемые режимом его работы, но не реже одного раза в неделю. При техническом осмотре проверяется состояние узлов и деталей привода, степень загрязненности их, возможное действие коррозии, уровень смазки, действие сигнализации и путевого выключателя, изоляция кабеля силовой сети и цепей управления, состояние заземления, надежность сцепления кулачковых муфт. Проверяется крепление привода к арматуре, электродвигателя к редуктору, путевого выключателя к приводу, замеченные неисправности устраняются. Результаты осмотра заносятся в формуляр за подписью ответственного лица, производившего технический осмотр.

Таблица 5 - Дефектная ведомость арматурного привода

Проявление неисправности	Возможные причины	Способы устранения
Течь масла через уплотнения.	Недостаточная затяжка болтов. Выход уплотнения из строя.	Затянуть болты. Заменить сальниковое уплотнение.
Повышенная вибрация редуктора.	Несоосность вала редуктора и соединенного с ними вала задвижки.	Устранить несоосность вала (замена вала).

Продолжение таблицы 5 – Дефектная ведомость арматурного привода

Неравномерный резкие стуки в редукторе.	Повреждение подшипников. Поломка зубьев колеса.	Заменить подшипники и отрегулировать их. Заменить зубчатую пару и отрегулировать её.
Электропривод перегрет.	Недостаточно смазки.	Добавить смазки.
Ручное управление		
Усилие на маховике возрастает настолько, что невозможно открыть или закрыть задвижку.	Заедание подвижных частей арматуры или электропривода.	Вращая маховик в обратную сторону, повторить закрывание или открывание. Если заедание не ликвидируется, выяснить причину и устранить неисправность.
Во время хода стрелка указателя не вращается.	Ослаб винт, стопорящий диск со стрелкой.	Открыть указатель, снять стекло и подтянуть стопорный винт.
Электрическое управление		
При нажатии на пусковые кнопки электродвигатель не вращается.	Неисправна силовая цепь. Не работает пускатель. Нет напряжения на щите управления.	Проверить силовую цепь. Проверить исправность пускателя. Проверить пусковую аппаратуру.

Окончание таблицы 5 – Дефектная ведомость арматурного привода

При нажатии на пусковые кнопки двигатель вращается вхолостую, а электропривод стоит.	Электропривод не переключен на электрическое управление. Срезана шпонка на валу электродвигателя. Ослаб стопорный винт.	Перевести электропривод на электрическое управление. Разобрать привод, выяснить неисправность и устранить. Снять электродвигатель, поставить муфту на место и застопорить винтом.
В крайних положениях запорного органа арматуры сигнальные лампы не горят.	Перегорели лампы. Отсутствует напряжение. Электропривод остановлен в промежуточном положении запорного органа.	Заменить лампы. Проверить цепь управления. Проверить по местному указателю положение запорного органа и пустить привод, нажав соответствующую кнопку.
Недопустимые протечки среды между уплотнительными поверхностями арматуры.	Недостаточный крутящий момент. Между уплотнительными поверхностями арматуры попали твердые частицы. Сработались или повреждены уплотнительные поверхности арматуры.	Поджать пружину муфты. Прочистить проход и уплотнительные поверхности арматуры. Отремонтировать уплотнительные поверхности.

Для поддержания оборудования в работоспособном состоянии, проведения ремонтных работ, позволяющих сократить потери времени на ремонт оборудования существует специальный ремонтный цех, который является одним из важных участков вспомогательного производства. В цехе осуществляется ремонт основного и вспомогательного оборудования. Основными задачами ремонтно-механического цеха являются: проведение межремонтного обслуживания оборудования, своевременный ремонт и модернизация.

Особенность ремонтного цеха заключается в исключительно большом разнообразии используемых при ремонте процессов. Поэтому внедрение новых технологий на заводах, неспециализированных на ремонте, затруднительно. Это требует повышения организации работ в ремонтном цехе и учета наиболее рациональной и возможной в данный момент доли получения запасных частей к заводскому оборудованию со стороны.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При моделировании электрического привода и задвижки ДУ-80 использовался программный пакет SolidWorks.

На основании расчетов и предложенных конструкций, разработана 3D модель задвижки ДУ-80 с электрическим приводом. Разработан сборочный чертеж и произведена детализовка.

Для достижения поставленных целей была изучена информация о существующих конструкциях запорных устройств; проанализированы системы управления запорными устройствами, так же применяемые материалы для изготовления деталей в машиностроении. Разработана новая наиболее простая конструкция электрического привода; представлены методики расчета усилий для перемещения клина и максимального усилия вдоль шпинделя; подбор электродвигателя; расчет кинематических параметров; расчет цилиндрической зубчатой передачи. Предложена конструкция электрического привода с задвижкой и подготовлена конструкторская документация.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ГОСТ Р 52720-2007. Арматура трубопроводная. Термины и определения. – Введ. 11.04.2007. – Москва : Стандартиформ, 2007. – 61 с.
2. ГОСТ 9698-86. Задвижки. Основные параметры. – Взамен ГОСТ 9698-77; введ. 01.01.1988. – 29 с.
3. ГОСТ 14691-69 Устройства исполнительные для систем автоматического регулирования. Термины. – Введ. 01.01.1970. – 14 с.
4. Гошко, А.И. Арматура промышленная общего и специального назначения: справочник/ А. И. Гошко. - М.: Мелго, 2007. – 376 с.
5. Косых, С.И. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением: справочник/ С. И. Косых. - Л.: Машиностроение, 1982. – 320 с.
6. Гузенков, П. Г. Детали машин: учебник для вузов/ П.Г. Гузенков, - М.: Высш. шк., 1986 г. – 359 с.
7. Планетарные передачи: учеб. пособие/ А.С. Антонов, Б.А. Артамонов, Б.М. Коробков, Е.И. Магидович. — М.: Воениздат, 1954. — 607 с.
8. Ганзбург, Л.Ф. Проектирование электромагнитных и магнитных механизмов: справочник/ Л.Ф. Ганзбург, А.В. Федотов. – Л.: Машиностроение, 1980. – 364 с.
9. Аскадский, А.А., Химическое строение и физические свойства полимеров: справочник/ А.А. Аскадский, Ю.И. Матвеев. - М.: Химия, 1983. – 248 с.
10. Бартенев, Г.М. Физика и механика полимеров: учебное пособие/ Г.М. Бартенев, Ю.В. Зеленов. - М.: Высшая школа, 1983. – 391 с.
11. Астафьева, Е. А. Материаловедение. Микроструктура железоуглеродистых сплавов [Электронный ресурс] : лаб. практикум / Е. А. Астафьева, О. Ю. Фоменко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2003. – 1 электрон. опт. Диск (CD-ROM).